



Pohon drtiče rašeliny

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství
Autor práce: **Jakub Roháč**
Vedoucí práce: Ing. Petr Lepšík, Ph.D.





Peat crusher drive

Bachelor thesis

Study programme: B2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2301R000 – Mechanical Engineering

Author: **Jakub Roháč**
Supervisor: Ing. Petr Lepšík, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jakub Roháč**

Osobní číslo: **S13000121**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Strojní inženýrství**

Název tématu: **Pohon drtiče rašeliny**

Zadávací katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Navrhnete kompletní pohonný systém drtiče rašeliny o výkonu 45 kW a výstupních otáčkách 1000 ot./min s redukcí otáček na polovinu. Vše bude uloženo na svařovaném rámu.

Obsah bakalářské práce

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 50
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L. *Části strojů. 1. díl.* Liberec: TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L. *Části strojů. 2. díl.* Liberec: TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec, V. *Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola.* Ostrava: Vysoká škola báňská, Technická univerzita, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica, I. *Současné trendy v obrábění ozubených kol.* Ostrava: Vysoká škola báňská, Technická univerzita, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J. a P. Vávra *Strojnické tabulky.* Albra: Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš, M. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol.* Skriptum TU Liberec: Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby - několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 - Ozubená kola - Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL
- [11] www firemní stránky výrobců zařízení

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Petr Lepšík, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: 12. února 2016
Termín odevzdání bakalářské práce: 12. května 2017

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan



prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2016

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Rád bych touto cestou poděloval Ing. Petru Lepšíkovi, Ph.D. za jeho odborné vedení, cenné rady a především ochotu při tvorbě bakalářské práce. Další velký dík patří mé rodině za podporu, jak při psaní této práce, tak po celou dobu studia.

Anotace

Bakalářská práce je zaměřena na konstrukci pohonné jednotky kladívkového drtiče určené k drcení rašeliny. Teoretická část obsahuje literární rešerši zabývající se typy drtičů a možnostmi jejich pohonů a blíže popisuje funkci kladívkového drtiče. Část s návrhem vlastního pohonu obsahuje popis všech součástí podložené výpočtem nebo metodou konečných prvků. Práce dále zahrnuje 3D model návrhu a výkresovou dokumentaci.

Klíčová slova

pohon, převodovka, řemen, konstrukce, mechanické převody, hřídel, ložiska

Annotation

This bachelor thesis examines the construction of drive of hammer crusher designed for peat crushing. The theoretical part includes literature review which deals with types of crusher and possibilities of their driving units and describes function of hammer crusher. The main part of thesis describes all components with their calculations and also final element analysis of my own machine design. The bachelor thesis includes 3D models and drawings.

Key words

drive, gearbox, belt, construction, mechanical gears, shaft, bearings

Obsah

Obsah.....	8
Použité značení.....	10
1 Úvod.....	15
2 Cíl práce	15
3 Průmyslové drtiče.....	17
3.1 Druhy drtičů	18
3.1.1 Jednohřídelový drtič.....	18
3.1.2 Dvouhřídelový drtič	19
3.1.3 Kladívkový a nožový drtič	21
3.2 Pohony drtičů	24
3.2.1 Přímé zapojení motoru	24
3.2.2 Řemenový převod	24
3.2.3 Řetězový převod.....	25
3.2.4 Sériově vyráběné převodovky	26
3.2.5 Frekvenční měnič	27
4 Návrh vlastního řešení pohonné jednotky	28
4.1 Předběžné schéma stroje	28
4.2 Volba elektromotoru	29
4.3 Návrh spojky	29
4.4 Mechanismus řazení	30
4.5 Řemenový převod	30
4.6 Návrh a výpočty převodovky	32
4.6.1 Náčrt převodovky	32
4.6.2 Návrh převodových poměrů.....	33
4.6.3 Výpočet kroutících momentů na hřídelích	33
4.6.4 Výpočet otáček na hřídelích	34
4.6.5 Návrh 1. soukolí - kuželové se šikmými zuby	34
4.6.6 Návrh 2. soukolí - čelní se šikmými zuby	39
4.6.7 Návrh 3. soukolí - čelní se šikmými zuby - alternativní zapojení	44
4.6.8 Výpočet průběhu ohybového momentu na hřídelích.....	48
4.6.9 Pevnostní kontrola 1. hřídele.....	56
4.6.10 Pevnostní kontrola 2. hřídele.....	59
4.6.11 Pevnostní kontrola 3. hřídele.....	60
4.6.12 Ložiska	61

4.6.13	Spojení náboje a hřídele	62
4.6.14	Převodová skříň.....	66
4.6.15	Náplň převodovky	67
4.6.16	Montáž převodovky.....	67
4.7	Návrh rámu.....	67
4.8	Mechanismus napínání	69
4.9	Ekonomické zhodnocení navrženého řešení	70
5	Závěr	72
	Zdroje	76

Použité značení

Značka	Význam	Jednotka
P	výkon	W
n	otáčky	min^{-1}
L	životnost	h
k	bezpečnost	-
i	převodový poměr	-
z	počet zubů	-
η	účinnost	-
M_k	krouticí moment	N.m
σ_{Hlim}	mez únavy v dotyku materiálu ozubeného kola	MPa
σ_{Flim}	mez únavy v ohybu materiálu ozubené kola	MPa
Re	mez kluzu	MPa
V_{HV}	tvrdost povrchu zubu	HV
β	úhel sklonu ozubení (geom. ozub. kol)	°
	součinitel vrubu (pevnostní kontr. hřídelů)	-
α_t	tečný úhel profilu ozubení	°
δ	úhel roztečného kužele	°
z_v	počet zubů virtuálního kola	-
i_v	převodový poměr virtuálního soukolí	-
m_{nm}	nomální modul na středním roztečném průměru	mm
f_H	pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice	-
K_H	součinitel přidavných zatížení (dotyk)	-
ψ_m	poměr šířky a normálního modulu ozubení	-
σ_{Hp}	přípustné napětí v dotyku	MPa
K_F	součinitel přidavných zatížení (ohyb)	-
σ_{Fp}	přípustné napětí v ohybu	MPa
m_{tm}	tečný modul na středním roztečném průměru	mm
m_{te}	vnější tečný modul	mm
b	šířka ozubení (ozubená kola)	mm
	šířka pera (spojení perem)	mm
d_e	vnější roztečný průměr	mm

d_{ae}	vnější hlavový průměr	mm
h_{ae}	vnější výška hlavy	mm
h_{fe}	vnější výška paty	mm
d_{fe}	vnější patní průměr	mm
h_e	vnější výška zubu	mm
d_m	střední roztečný průměr	mm
α_{nm}	normální úhel profilu na středním průměru	°
α_{tm}	tečný úhel profilu na středním průměru	°
d'_n	roztečný průměr náhradního kola	mm
h_{an}	výška hlavy náhradního kola	mm
d'_{an}	hlavový průměr náhradního kola	mm
d'_{bn}	základní kružnice náhradního kola	mm
a'_n	osová vzdálenost náhradního soukolí	mm
p'_{tm}	rozteč náhradního soukolí	mm
p_{tmb}	tečná rozteč na středním základním průměru	mm
ε	součinitel záběru	-
ε_α	součinitel záběru profilu	-
ε_β	součinitel záběru kroku	-
F_t	tečná síla	N
F_a	axiální síla	N
F_r	radiální síla	N
F_N	normální síla	N
σ_H	napětí v dotyku	MPa
σ_{Ho}	napětí v dotyku při ideálním zatížení	MPa
Z_E	součinitel mechanických vlastností materiálu	-
Z_H	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	-
Z_ε	součinitel součtové délky dotykových křivek zubů	-
Z_R	součinitel výchozí drsnosti zubů	-
s_{Hmin}	minimální bezpečnost v dotyku	
σ_{Hmax}	největší napětí v dotyku vzniklé působením tečné síly	MPa
F_T	obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení	N

	součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na	
K_{AS}	trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	-
σ_{Hpmax}	přípustné napětí v dotyku při vnějším zatížení silou F_T	MPa
σ_F	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	MPa
Y_{FS}	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	-
Y_β	součinitel sklonu zubu	-
Y_ε	součinitel vlivu záběru profilu	-
S_{Fmin}	minimální bezpečnost v ohybu	-
σ_{Fmax}	největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_T	MPa
σ_{Fpmax}	přípustné napětí v ohybu při zatížení silou F_T	MPa
σ_{Fst}	pevnost v ohybu při největším zatížení	MPa
α_n	normální úhel profilu	°
m_n	normální modul	mm
m_t	tečný modul	mm
	roztečný průměr (ozubená kola, řemenice)	mm
d	vnitřní průměr (drážkování)	mm
	průměr	mm
h_a	výška hlavy zubu	mm
d_a	hlavový průměr	mm
h_f	výška paty zubu	mm
d_f	patní průměr	mm
h	výška zubu	mm
d_b	základní průměr	mm
a	osová vzdálenost	mm
p_n	normální rozteč	mm
s_n	normální šířka zubu	mm
p_t	tečná rozteč	mm
p_{tb}	tečná základní rozteč	mm
d_n	roztečný průměr náhradního kola	mm
a_n	osová vzdálenost náhradního soukolí	mm

C_2	provozní faktor	-
P_d	návrhový výkon	W
L_d	vztažná délka řemenu	mm
C_n	jmenovitá osová vzdálenost	mm
C_d	návrhová osová vzdálenost	mm
L_p	zvolená roztečná délka řemenu	mm
C_1	opravný součinitel výkonu 1	-
C_4	opravný součinitel výkonu 4	-
P_{corr}	opravený jmenovitý výkon	W
P_b	minimální potřebný jmenovitý výkon	W
MIA	přídavek na montáž	mm
MTA	přídavek na napínání	mm
v	obvodová rychlost	m/s
T_{pu}	tahová síla řemenu	N
T_c	odstředivé napnutí	N
T_1	síla ve větvi 1	N
T_2	síla ve větvi 2	N
T	montážní napnutí řemene	N
F_f	síla řemene působící na hřídel v chodu	N
$R_{A(y,z)}$	reakce v podpěře A v příslušné rovině	N
$R_{B(y,z)}$	reakce v podpěře B v příslušné rovině	N
M_o	ohybový moment	N.m
R_m	mez pevnosti	MPa
τ_k	napětí v krutu	MPa
τ_{kl}	mez kluzu v krutu	MPa
W_k	průřezový modul v krutu	mm ³
C	základní dynamická únosnost	N
α	úhel styku	°
p	exponent pro ložiska s čárovým stykem	-
e	pomocný výpočtový koeficient	-
X, Y	koeficienty významnosti zatížení	-
P_l	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	N

D	vnější průměr drážkování	mm
l	délka pera/drážkování	mm
h	výška pera	mm
p_d	dovolený tlak drážkování a pera	MPa
B	šířka drážky	mm
N	počet drážek	-
f	zmenšení plochy vlivem zkosení	mm
f'	účinná jednotková plocha drážkování	mm

1 Úvod

Základem každého stroje, ať už hovoříme o miniaturním hodinovém strojků nebo naopak důlním rypadle obřích rozměrů, je jeho pohonná jednotka. Spoustu těchto zařízení denně používáme a mnohdy nás ani nenapadne přemýšlet, jaký mechanismus je ukrytý v jádru stroje. Konstrukcí pohonů je nespočetné množství a díky tomu můžeme pro každý účel vybrat tu nejlepší variantu. Jinou převodovku zvolíme například pro zemědělský stroj, kde díky vysoce výkonným motorům není hmotnost hlavním rozhodovacím parametrem a jinou pak pro letadlo, kde je naopak hmotnost velice zásadní. Navrhnout správnou a bezchybně fungující pohonnou jednotku vyžaduje od konstruktéra prokázat velké množství znalostí a zkušeností. Celý návrh nespočívá jen v konstrukci samotné převodovky, ale začíná už určením správných potřebných výkonových parametrů stroje a pokračuje přes výběr motoru, volbu typu použitých převodů až k návrhu skříně a celkové koncepce stroje. Každý konstruktér na návrh pohonů nahlíží jinak a každou situaci by i jinak vyřešil. Někdo dá pro návrh přednost postupu dle platných norem, někdo zase volí postup více individuální. Stejně tak jako u návrhu všech ostatních strojů jsou ovšem některé nedostatky odhaleny až při výrobě nebo provozu. Je jenom otázkou dobře odvedené práce konstruktéra, jestli tyto chyby budou zásadní a jejich odstranění bude velice nákladné, nebo zda je půjde vyřešit jen drobným zásahem.[14]

2 Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je konstrukce pohonné jednotky pro drtič rašeliny. Jedná se o skutečně vyráběný stroj a tato práce má za úkol prozkoumat další možnosti jeho pohánění. Všechny konstruované součásti musí být navrženy s ohledem na vyrobitelnost a funkčnost. Jelikož se jedná o kompletní návrh mechanismu je nedílnou součástí i pevnostní kontrola všech navržených součástí a všechny zásadní návrhy podložit výpočtem ať už „ručně“ na papír, nebo například metodou MKP.

Protože se jedná o skutečně vyráběný stroj, byly jeho parametry zadány podle určení a zkušeností výrobce.

Tab. 2.1 Zadané parametry [4]

Výkon drtiče1	45 kW
Otáčky drtiče	1000/500 min ⁻¹
Životnost	8000 h
Rozdělení převodů	80/20 %
Minimální bezpečnost	1,2

Prvním krokem každého návrhu je udělat si představu o přibližné podobě navrhovaného stroje. Dalším krokem je výběr elektromotoru z dostupných variant jednotlivých výrobců. Tím získáme vstupní otáčky do mechanismu. Protože součástí převodovky bude i alternativní převod, je nutné se zamyslet i nad způsobem řazení. Nedílnou součástí řadícího mechanismu je i spojka rozpojitelná za chodu motoru. Nyní již můžeme rozdělit převodové poměry pokud možno rovnoměrně mezi jednotlivé převody. Pro převody v rámci převodové skříně máme na výběr z kuželových nebo čelních soukolí se šikmými zuby vhodně navržených podle známých parametrů. Spojení drtiče a převodovky je možné zajistit pomocí řemenového nebo řetězového převodu. Jako další přijdou návrhové výpočty jednotlivých převodů buď podle znalostí získaných v rámci studia, nebo podle předpisu výrobce například u řemenového převodu. Po vhodném rozmístění soukolí a mechanismu řazení můžeme pokračovat k návrhu jednotlivých hřídelů a dle jejich průměrů i k návrhu ložisek. Oba tyto kroky jsou opět podloženy výpočty. Posledním zásadním krokem týkající se samotné převodovky je konstrukce skříně, ta musí zajistit dostatečné vymezení všech ložisek ve všech směrech a zároveň být co nejkompaktnější.

Všechny jednotlivé komponenty stroje je nutné usadit do svařovaného rámu. Ten by měl být co nejjednodušší, ale dostatečně pevný. Pro dosažení těchto požadavků je vhodné použít normalizované profily, případně doplněné o díly vyrobené dodatečně. Vzhledem k velké hmotnosti jak drtiče, tak motoru je vhodné zkontrolovat svařenec staticky metodou MKP v některém z dostupných konstruktérských programů. Konstrukce bude samozřejmě namáhána i dynamicky například vibracemi. Odolnost proti tomuto zatížení můžeme podložit vyšší získanou bezpečností pro statické namáhání.

Nedílnou součástí této práce je i průzkum možností jak pro konstrukci drtiče a jeho celkovou dispozici, tak pro jednotlivé možnosti provedení pohonů. Celá konstrukce bude podložena 3D modelem s 2D výkresovou dokumentací vybraných součástí, výpočtovou částí a ekonomickým zhodnocením.

3 Průmyslové drtiče

Drtiče jsou v průmyslu používány v široké škále uplatnění. Mohou sloužit k finálnímu zpracování materiálu například ve stavebnictví. Zde se využívají pro zpracování stavební sutě, kdy po bouracích pracích zůstávají velké kusy, které by při tvorbě závážky činily problémy. Tyto drtiče bychom spolu se stroji používanými v dolech a lomech mohli zařadit mezi špičku, vzhledem k náročnosti podmínek, ve kterých pracují a odolnosti materiálu který zpracovávají.

Jako další za zmínku stojí drtiče určené ke zpracování dřeva. Ty bychom mohli rozdělit do dvou podskupin – drtiče sloužící pro výrobu štěpky, která je hrubší a může se využívat pro úpravu zahrad nebo jako palivo pro bioplynové stanice a v druhé skupině drtiče pro jemnější zpracování, které jsou mezičlánkem ve výrobě dřevních briket a pelet.

Průmyslové drtiče mají silné zastoupení i ve zpracování odpadů. Toto využití je obzvláště v dnešní době, kdy má lidstvo tendenci maximum odpadů recyklovat nebo alespoň ekologicky likvidovat, velice zásadní. Jako příklad využití drtičů ve zpracování odpadů mohou být drtiče pneumatik. Ty jsou rozemlety na gumový granulát, sloužící jako palivo pro cementárny. Další význam drtičů v tomto odvětví je pro likvidaci elektromateriálu. Ten je opět rozdrcen na potřebnou velikost a dále automaticky separován podle druhu materiálu na pásových linkách za použití elektromagnetů. Třetí a poslední zde zmíněné použití je pro drcení plastů. Toho je využito jak ve zpracování odpadů třeba na skládkách, tak pro zpracování odpadů přímo ve výrobě, kdy díky svým vlastnostem může být velká část plastů po nadrcení na granulát opět navrácena do výroby.

Existují samozřejmě i další využití průmyslových drtičů, ty jsou ovšem již specializované podle jejich určení a jedno z těchto využití bude podrobněji popsáno v dalších částech této práce.

3.1 Druhy drtičů

Průmyslové drtiče bychom mohli rozdělit do tří základních skupin podle jejich konstrukce. V následující části budou postupně popsány všechny tři varianty s ukázkou a popisem drtiče dostupného na trhu.

3.1.1 Jednohřídelový drtič

Tento typ drtiče je založen na principu jedné rotující poháněné hřídele osazené břity. Uvnitř drtiče je umístěn statický protikus, který je taktéž osazen břity. Zpracovávaný materiál je přiváděn mezi tyto dvě části a rotací poháněné části je drcen na potřebnou velikost. U drtičů jednodušší konstrukce je možná pouze jedna velikost vycházejícího materiálu. Je ovšem i druhá varianta, kdy je v sestavě drtiče umístěna regulace velikosti a buď pohybem rotoru, nebo statoru lze nastavit velikost výsledného produktu.

Velký jednohřídelový drtič firmy Terier

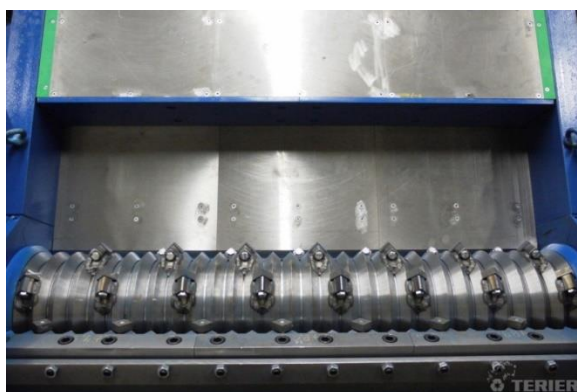
Česká firma Terier je na trhu už několik desítek let a ve svém portfoliu má i řadu jednohřídelových drtičů. V podstatě se jedná o kusovou výrobu výrazně přizpůsobitelnou konkrétnímu přání zákazníka. Jednohřídelové drtiče této firmy jsou využitelné pro drcení plastů, dřeva, elektromateriálu, papíru nebo pryže. Vzhledem ke své velikosti je do drtičů možné přivádět materiál ve velkých blocích. Součástí tohoto drtiče je již zmíněná regulace velikosti, hydraulický dotlak materiálu v násypce a navíc vyměnitelné nože se čtyřmi ostří. V následující tabulce jsou vybrané technické specifikace drtičů a ilustrační obrázky pro přiblížení stroje převzaté z webových stránek firmy. [5]

Tab. 3.1 Technická specifikace jednohřídelového drtiče Terier [5]

Průměr rotoru	350 mm
Délka rotoru	400 – 2000 mm
Výkon	45 – 135 kW
Otáčky	80 – 100 min ⁻¹
Výstup	1 – 5 t/h



Obr. 3.1 Celkový pohled na jednohřídelový drtič Terier [5]



Obr. 3.2 Detail rotoru a statoru jednohřídelového drtiče Terier [5]

3.1.2 Dvouhřídelový drtič

Dvouhřídelové drtiče jsou obecně větší konstrukce a výkonu a proto mohou být používány pro zpracování většího, případně pevnějšího materiálu. Jejich princip je od výše zmiňovaných jednohřídelových rozdílný v tom, že ani jedna z funkčních částí není statická, ale obě se otáčejí. Každý z hřídelů je osazený ostřím, které by se dalo popsat jako negativní ostří druhého. Stejně jako u jednohřídelových drtičů je materiál přiváděn z násypky mezi tyto dva hřídele a díky jejich smyslu otáčení je v podstatě vtahován mezi ostří. I u dvouhřídelových drtičů je možná úprava velikosti výstupní frakce. Té můžeme docílit již při konstrukci drtiče pomocí změny vzdálenosti mezi jednotlivými noži na každém hřídeli. Druhou variantou jak změnit velikost zpracovaného materiálu na výstupu je stejně jako u jednohřídelových drtičů možnost měnit osovou vzdálenost mezi funkčními hřídeli. Tato možnost je jistě výhodnější vzhledem k flexibilitě použití získané touto úpravou i za provozu drtiče.

Velký jednohřídelový drtič firmy Terier

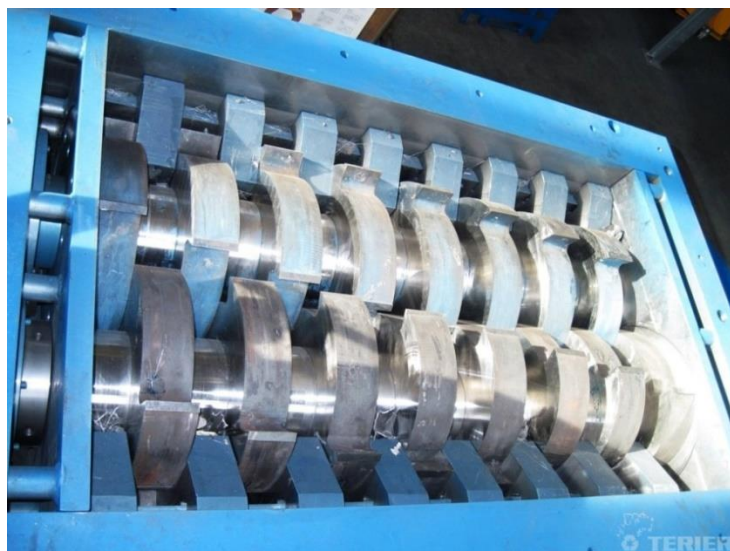
Vzhledem ke kvalitě webové prezentace této české firmy jsem jako ukázkou dvouhřídelového drtiče opět zvolil výrobek z jejího portfolia. Dvouhřídelové průmyslové drtiče Terier mohou být díky své velikosti používány ke zpracování velkoobjemových materiálů. Jsou především určeny pro skládky, sběrné dvory nebo spalovny, kde mohou být použity buď samostatně, nebo jako součást recyklačních linek. V těchto podmínkách jsou jejich pomocí zpracovávány materiály jako stavební suť – cihly, pneumatiky, sklo, dřevo – i celé palety, ale dokážou si poradit například i s plechovými obaly od pohonných hmot. Stejně tak jako jednohřídelové drtiče, je i tato řada vybavena hydraulickým dotlakem do násypky pro lepší zachycení drceného materiálu noži a možností regulace velikosti drtě pomocí úpravy šířky a vzdálenosti trhacích zubů. Následuje tabulka se základními technickými specifikacemi velkých drtičů a dva ilustrační obrázky převzaté z webu firmy. [6]

Tab. 3.2 Technická specifikace dvouhřídelového drtiče Terier [6]

Šířka drtícího prostoru	800 <i>nebo</i> 950 mm
Délka drtícího prostoru	800 – 2000 mm
Příkon	33 – 150 kW
Výkon	1 – 30 t/h



Obr. 3.3 Celkový pohled na dvouhřídelový drtič Terier [6]



Obr. 3.4 Detail rotačních součástí dvouhřídelového drtiče Terier [6]

3.1.3 Kladívkový a nožový drtič

Poslední velkou skupinou v oblasti průmyslových drtičů jsou kladívkové drtiče. Ty se od předchozích dvou skupin podstatně liší již v základu celé konstrukce. Jejich princip spočívá v rotaci jediného válce osazeného drticími segmenty bez použití žádného statického ani rotačního protikusu. Tento rotující válec je osazen buď kovovými kladívkami se zušlechtěným hroty, nebo noži, které jsou taktéž zpracovány pro dosažení lepších mechanických vlastností. Podle druhu osazených funkčních segmentů je dána i oblast použití drtiče. Pokud jsou použita kladívka, je drtič určen pro zpracování křehkých materiálů jako je stavební suť nebo může být zařazen před výrobní linku zpracovávající sypké materiály, kdy rozmělní větší hroudy vzniklé při předešlém skladování nebo transportu. Této kategorii bude věnována pozornost v následující kapitole, konkrétně drtiči rašeliny firmy AGRO CS. Další, v dnešní době hojně využívaný, je drtič, kdy je válec osazen rotujícími noži. Největší uplatnění těchto drtičů je ve zpracování biomasy, ať již pro další využití drtě v bioplynových stanicích nebo pouhé zavezení do kompostáren. Drtiče této kategorie jsou schopny zpracovat v závislosti na velikosti a výkonu motoru materiály jako tráva nebo drobné větve z prořezu zeleně až po velké špalíky o průměru i několik centimetrů. Velice známý zástupce nožových drtičů je běžný zahradní drtič právě pro zpracování zahradního odpadu. Jak již výše popsané možnosti využití obou typů napovídá, jsou tyto drtiče založeny na principu rozsekání nebo roztlučení vstupujícího materiálu a proto chybí možnost regulace velikosti výstupní frakce. Jediná možnost jak tento parametr ovlivnit je již při výrobě drtiče a to hustotou osazených kladívek nebo nožů. Také je nutno

přivádět materiál postupně, aby rotující části a materiál měly dostatek prostoru a byla tak zajištěna správná funkce drtiče. Z této podmínky je zřejmé, že pro drtiče tohoto typu není možné použít hydraulický dotlak v násypce, protože by došlo k okamžitému zahlcení drtiče.

Kladívkový drtič AGRO CS

Za zástupce kategorie kladívkových drtičů jsem zvolil výrobek firmy AGRO CS, který jsem zároveň použil jako možnost využití mnou navrhovaného pohonu v této bakalářské práci. V této části bude blíže popsán drtič ve stavu, v jakém je v současnosti vyráběn i jeho použití

Jak již bylo výše zmíněno, jedná se o kladívkový drtič určený k rozmělnění rašeliny před vstupem do výrobní linky pro její zpracování do zahradních substrátů a hnojiv. Nutnost vsadit mezi skladovací a výrobní část celého procesu fázi drcení vychází z dobrých izolačních vlastností rašeliny. Ta je problematická obzvláště v zimním období, kdy rašelina smíchaná se sněhem zmrzne a utvoří velké hroudy, které v nejspodnějších částech skladu mohou vydržet i několik měsíců bez ohledu na okolní teploty a následně by mohly zablokovat některé z užších míst výrobní linky, jako jsou zlomy v tubusech. Tomuto problému je tedy předcházeno zařazením kladívkového drtiče do výrobního procesu.

Konstrukce tohoto kladívkového drtiče je založena na svařovaném rámu, který je sestaven z dílů vypalovaných laserem z plechu o tloušťce dle potřeby a tvarovaných pomocí ohraňovacího lisu. Tento rám je následně na vnitřní straně vysoce ořezavým plechem hardox, který prodlouží životnost drtiče. Na ložiska se zvýšenou únosností je usazen hřídel nesoucí rotační válec s rozmístěnými kladívky a celé zařízení je následně doplněno kryty. Pro pohon tohoto drtiče je použit elektromotor a přenos kroutícího momentu mezi motorem a drtičem je zajištěn několika klínovými řemeny. Napínání řemenů je již součástí rámu a spočívá v odklápění motoru pomocí vestavěného pantu a dvou stavěcích šroubů. Tato koncepce neobsahuje žádnou možnost regulace otáček a jediná ochrana stroje při případném zaseknutí drceného materiálu je možnost prokluzu řemenů. [4]

Tab. 3.4 Technická specifikace kladívkového drtiče AGRO CS [4]

Šířka drtícího prostoru	750 mm
Délka drtícího prostoru	800 mm
Otáčky	1000 min ⁻¹
Příkon	45 kW
Výkon	až 120 t/h



Obr. 3.5 Celkový pohled na drtič AGRO CS umístěný v lince [4]



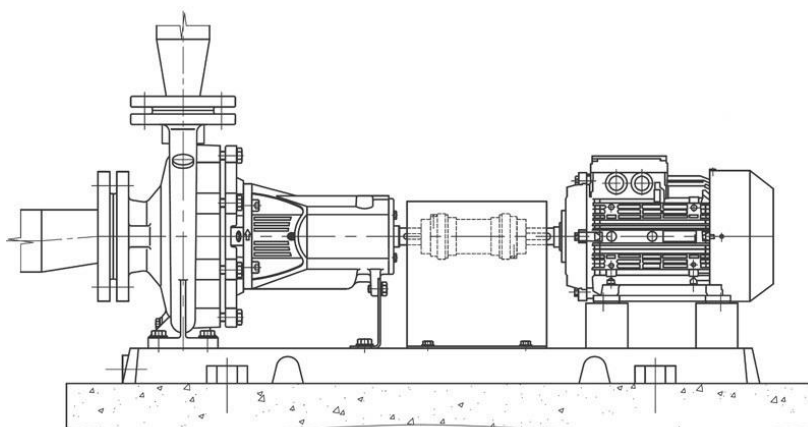
Obr. 3.6 Pohled na válec drtiče AGRO CS osazený kladívky [4]

3.2 Pohony drtičů

Stejně tak jako existují různé druhy drtičů, je i několik možností jak tyto stroje pohánět. Vhodnost použití každého z nich se liší v závislosti na konstrukci daného drtiče, jeho použití nebo například prostředí kde je provozován. V následující kapitole bude popsáno několik nejčastějších možností řešení pohonů za předpokladu, že jako zdroj kroutícího momentu bude vždy použit elektromotor.

3.2.1 Přímé zapojení motoru

Asi nejsnazší možnost je zapojení motoru přímo na vstupní hřídel drtiče. Toho lze docílit například jednoduchou třecí nebo korýtkovou spojkou. Výhodou tohoto řešení je jeho jednoduchost, nízká cena a náročnost na údržbu. V případě, že zvolíme vhodný typ spojky, například pružnou obručovou spojkou, můžeme se navíc vyhnout konstrukční a montážní náročnosti na dodržení souososti hřídele motoru a stroje. Značnou nevýhodou je ovšem ztráta možnosti regulace otáček a kroutícího momentu pomocí převodového poměru mechanického převodu. To může být vzhledem k nutnosti používat motory s vysokým výkonem a tudíž i vyššími otáčkami problém. Další nevýhodou tohoto řešení je značná velikost vysokovýkonných motorů a tudíž i nepříliš dobré využití prostoru při volbě tohoto řešení pohonu drtiče. [2]



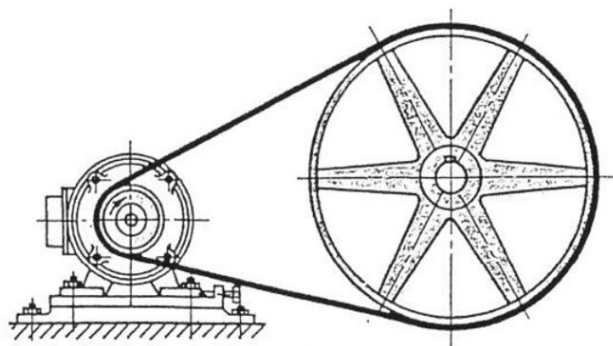
Obr. 3.7 Schéma zapojení motoru přímo ke stroji pomocí korýtkové spojky (čárkovaná)

[17]

3.2.2 Řemenový převod

Další, ve strojírenství hojně využívanou, variantou přenosu kroutícího momentu je řemenový převod. Oproti předešlé variantě je zde již možnost regulovat otáčky a kroutící moment pomocí převodového poměru zvolených řemenic. Tento typ převodu využívá

poddajnosti pryžového pásu obepínající hnací a hnanou řemenici. Řemenové převody můžeme navíc rozlišit podle tvarové nebo třecí vazby – tvarová vazba je užitá u ozubených řemenů a třecí vazba u řemenů klínových. Asi největší výhodou řemenových převodů jsou nízké pořizovací náklady a vysoká účinnost. Další výhodou je jejich tichý a klidný chod, což je u zařízení typu drtič vlastnost menšího významu. Díky široké nabídce délek řemenů je možno dosáhnout i relativně velkých osových vzdáleností. Při použití více řemenic můžeme navíc výkon rozvést na více hnaných hřídelů současně a použijeme-li řemen oboustranný, můžeme měnit i smysl otáčení řemenic. Za hlavní výhodu, především u drtičů bychom mohli považovat schopnost řemenů tlumit rázy přecházející z hnaného stroje na pohonnou jednotku nebo i obráceně. Tím můžeme značně prodloužit životnost ložisek a dalších dynamicky namáhaných součástí jak stroje, tak pohonu. Mezi nevýhody řemenů patří menší rozsah provozních teplot z důvodu roztažnosti pryže, špatná odolnost proti chemickému prostředí a kolísající převodový poměr způsobený vytahováním řemene. K tomu dochází z důvodu nutnosti předpětí řemene což především u vysokých kroutících momentů může být značné a velmi snižuje životnost řemene. Nutnost předpětí řemene ovlivňuje i konstrukci stroje, kdy je třeba počítat se zabudováním napínacího mechanismu. [2]

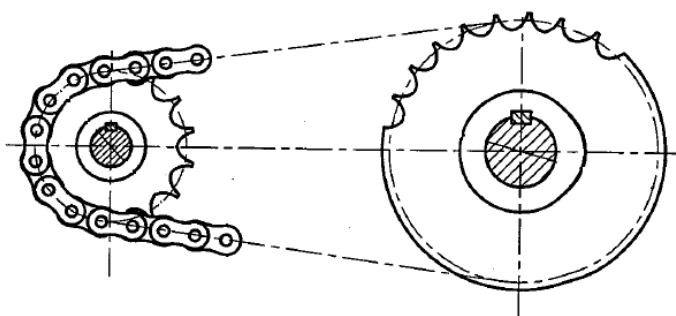


Obr. 3.8 Schéma pohánění stroje pomocí řemenového převodu [18]

3.2.3 Řetězový převod

Řetězový převod je v mnohých ohledech podobný převodu řemenovému. Stejně tak jako výše zmíněný nám dává možnost díky různým velikostem řetězových kol měnit převodový poměr a tím ovlivňovat kroutící moment a otáčky. Převod je realizován pomocí tvarové vazby mezi kolem a řetězem, kdy válečky řetězu zapadají do ozubení kol. To stejně jako u řemenových převodů umožňuje pohánět jedním hnacím kolem více kol hnaných nebo případně u některého z kol změnit smysl otáčení. Řetězové převody jsou stále relativně levné řešení přenosu výkonu dosahující vysoké účinnosti. Díky možnosti

dělit řetězy po jednotlivých člancích můžeme dosáhnout v podstatě libovolné osové vzdálenosti v určitých mezích daných vždy výrobcem řetězu. Na rozdíl od řemenových převodů nemají řetězy schopnost tlumit rázy, a proto nejsou vhodné pro použití v oblastech, kde by rázy mohly působit problémy ať už na hnacím nebo hnaném stroji. Naopak jejich velkými výhodami je spolehlivý provoz, konstantní převodový poměr a možnost pracovat ve zhoršených podmínkách jako je vlhké, prašné nebo chemicky agresivní prostředí. Další z výčtu výhod řetězových převodů je potřeba minimálního předpětí, pouze pro vymezení vůlí mezi koly a řetězem. To sice nemění nic na nutnosti osazení stroje napínacím mechanismem, ale ten nemusí mít takový rozsah a pevnost jako pro řemeny. Celkové schéma řetězového převodu se téměř neliší od řemenového, na dalším obrázku je tedy detail na řetězové kolo a řetěz. [2]

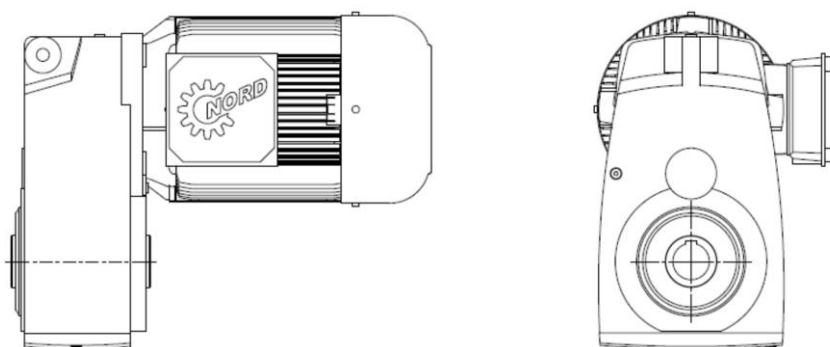


Obr. 3.9 Detail řetězového převodu [2]

3.2.4 Sériově vyráběné převodovky

V současné době je na trhu široká nabídka převodovek různých parametrů a výrobců. Tyto převodovky jsou pouze jednostupňové bez možnosti řazení. Mezi neznámější výrobce těchto převodovek patří například Nord, Apex nebo Lenze. Jejich velkou výhodou je kompaktnost, kdy díky převodům ozubenými koly můžeme dosáhnout velice malých rozměrů oproti předešlým možnostem. Navíc se všichni výrobci snaží dosáhnout modulární koncepce, tudíž převodovky mívají tvar kvádru bez žádných větších odchylek. Všichni výrobci převodovek jsou zároveň i výrobci nebo alespoň dodavateli motorů a při výběru převodovky již máme k dispozici konkrétní nabídku motorů a příslušenství se zaručenou kompatibilitou, což je velká výhoda v případě servisu. Pro dosažení převodových poměrů nebo prostorové dispozice jsou voleny různé koncepce převodovek – čelní, kuželočelní, šnekové, planetové nebo kuželové. To pro nás jako zákazníka vybírající převodovku především podle parametrů nemá zásadní vliv, ale různé varianty se mohou různě podepsat na pořizovací ceně. Dále si můžeme určit pracovní

polohu převodovky, tím každou variantu převodovka – motor rozšíříme o několik dalších možností umístění a tím i použití. Většina výrobců nabízí převodovky jak s klasickým výstupním hřídelem, tak i nástrčné provedení s hřídelem dutým. Samozřejmostí je i široká škála příslušenství od lepšího krytí IP pro náročné prostřední, přes polohy svorkovnice motoru, až po silentbloky a podobně. Tyto možnosti se bohužel negativně pro zákazníka podepíší na ceně a využití všech těchto výhod sériově vyráběných převodovek může navýšit celkovou cenu stroje až o několik desítek tisíc korun. [11]

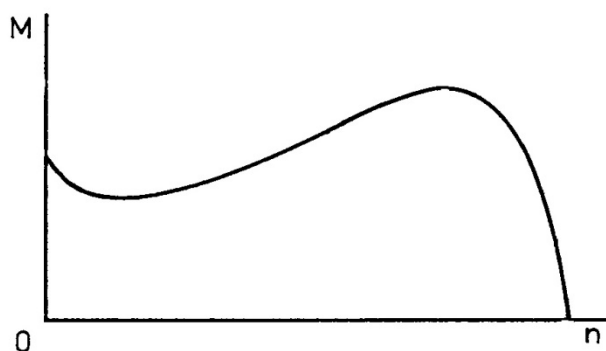


Obr. 3.10 Bloková čelní převodovka s dutým hřídelem firmy NORD [11]

3.2.5 Frekvenční měnič

Regulaci otáček motoru můžeme docílit i dalším způsobem a to frekvenčním měničem. Toto zařízení funguje na principu plynulé změny frekvence elektrického proudu a jeho pomocí lze v některých případech dosáhnout i úspory energie v řádech desítek procent. V našem případě ovšem vyhledáváme toto zařízení především z důvodu možnosti změny frekvence proudu a tím i změny otáček použitého asynchronního motoru. Frekvenční měnič je připojen mezi zdroj proudu a elektromotor a s jeho pomocí můžeme nastavit buďto jednu požadovanou hodnotu otáček motoru nebo v případě potřeby měnič ovládat a otáčky plynule měnit. Z popisu funkce měniče je zřejmé, že jeho použití by bylo výhodné pro regulaci všech dříve uvedených variant přenosu kroutícího momentu. Tato možnost by se mohla jevit jako ideální ovšem má i své nevýhody. Jedna z nich je setrvačnost motoru. Ve vinutí statoru sice obíhá proud s frekvencí, kterou jsme nově zvolili na měniči, ovšem rotor na zadané otáčky zpomaluje postupně. Tato nevýhoda se promítne i pro řešení v případě poruchy, kdy by sice stroj mohl zareagovat na zvýšený zatěžovací moment a vhodným jističem automaticky odpojit napájení, ovšem vlastní setrvačností by se motor dále dotáčel a v průběhu brždění by mohlo dojít k poškození zařízení. Vzhledem k tomu, že v našem případě by docházelo ke snižování otáček motoru, vyplývá z vlastností

měníče i další a v tomto případě velmi zásadní nevýhoda. Tou je pokles zabíracího momentu motoru společně s jeho otáčkami. Tato závislost je dobře zřetelná z následujícího grafu.



Graf 3.1 Momentová charakteristika asynchronního motoru [19]



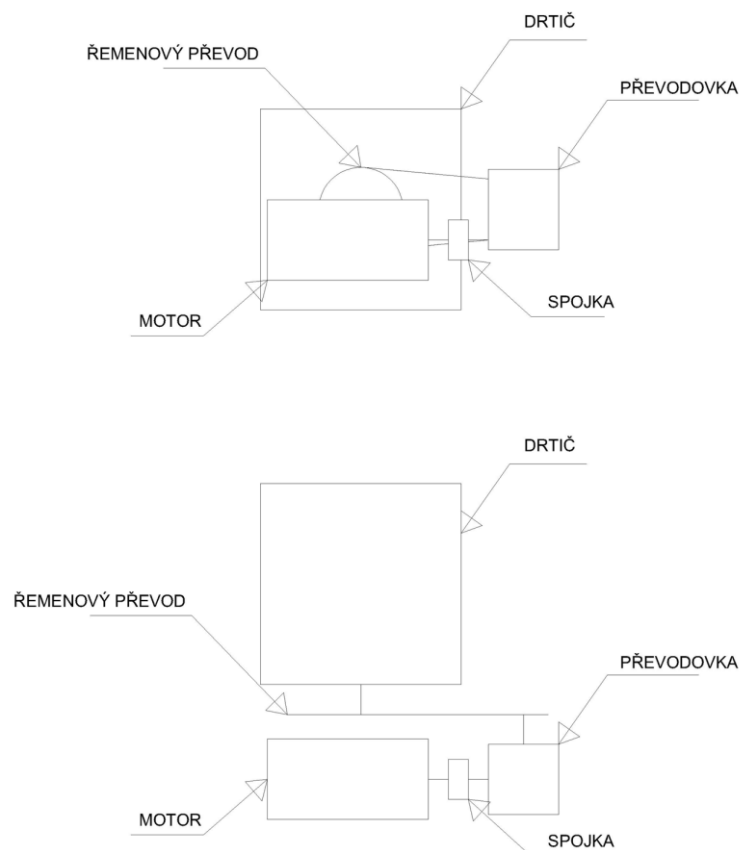
Obr. 3.11 Elektromotor s namontovaným frekvenčním měničem [20]

4 Návrh vlastního řešení pohonné jednotky

Tato práce má za cíl zpracovat návrh vhodného pohonu pro kladívkový drtič firmy AGRO CS. V následujících kapitolách bude tedy podrobně popsáno navrhnuté řešení s ohledem na výhody a nevýhody výše zmíněných možností řešení pohonných jednotek.

4.1 Předběžné schéma stroje

Pro představu, jakým směrem se bude ubírat návrh celé koncepce pohonné jednotky, je dobré si v první řadě udělat jednoduché schéma. To je na následujícím obrázku. V této fázi ještě chybí schéma rámu, ten ovšem bude řešen až téměř nakonec podle skutečné podoby všech částí.



Obr. 4.1 Předběžné schéma dispozice stroje

4.2 Volba elektromotoru

S ohledem na zadané parametry drtiče, především potřebný výkon, jsem z katalogu výrobce Nord zvolil motor 225M/4 o výkonu $P = 45 \text{ kW}$, otáčkách $n = 1470 \text{ min}^{-1}$ při frekvenci $f = 50 \text{ Hz}$. Vlivem účinnosti sice výkon vstupující do drtiče bude o několik kilowat nižší, ale tento pokles nebude mít zásadní vliv na funkci stroje. Kvůli velikosti a velké hmotnosti motoru, jsem zvolil patkové provedení, pro které bude jednodušší návrh usazení do rámu. [11]

4.3 Návrh spojky

Protože součástí zadání je i požadavek na možnost změny převodu za chodu motoru, je nutné do celé sestavy zařadit i vhodnou spojku. Z běžně dostupných spojek vyšla jako nejvhodnější spojka firmy PSP Pohony a.s.. Konkrétně se jedná o spojku elektromagnetickou lamelovou, která umožňuje okamžité rozpojení bez nutnosti zastavení motoru ani poháněného stroje. Rozhodujícím parametrem pro volbu spojky byl maximální přenášený kroutící moment, tomu odpovídá nejbližší větší spojka o jmenovitém dynamickém kroutícím momentu $M_k = 400 \text{ N.m}$. Typové označení spojky je ELS 40. [7]

4.4 Mechanismus řazení

Změnu jednotlivých stupňů bude zajišťovat synchronizovaná zubová spojka. Ta bude umístěna mezi dvěma čelními soukolími v převodovce. Samotný posuv řadící objímky synchronu bude zajišťovat pneumatický píst umístěný na boku převodové skříně. Toto řešení by se mohlo zdát jako zbytečná komplikace z důvodu nutnosti přivedení stlačeného vzduchu, ale ve výrobních linkách firmy AGRO CS je vzduch zpravidla již rozveden a použit pro ovládání mechanických klapek tubusů. Tím je i značně zmenšen počet případných náhradních dílů držených skladem.

Důvodem umístění řazení v sestavě stroje je ochrana před jeho přetížením. Ta bude spočívat v připojení proudové ochrany k napájení motoru. Toto zařízení má tři různé programovatelné polohy a z měřených hodnot může sledovat i zatěžovací moment. Ten je zásadní jak pro přehřívání motoru tak celkově pro jeho přetížení. V případě, že drtič běží v běžném provozu, je proudová ochrana v poloze jedna. Ve chvíli, kdy stoupne zatěžovací moment, což může být způsobeno například větším tokem materiálu nebo průchodem větší hroudy, se proudová ochrana přepne do polohy dva a bude zařazen pomalejší rychlostní stupeň. Tím okamžitě stoupne kroutící moment dodávaný do drtiče a zatěžovací moment motoru poklesne, čímž se sníží jeho zátěž. Třetí poloha je určena pro kritické situace, kdy zatížení stoupne na nepřípustnou hodnotu a ochrana dá okamžitě signál pro rozpojení spojky, odpojení motoru a tím zastavení stroje. K tomu může dojít například při ucpání drtiče. Vhodné zařízení pro proudovou ochranu je například z řady Sirius firmy Siemens. [15]

4.5 Řemenový převod

Součástí celého stroje bude i převod řemenovým převodem. Ten jsem zvolil z důvodu jeho vlastností tlumit rázy. Pro nižší cenu a možnost případného prokluzu v případě zaseknutí drtiče jsem nejprve provedl návrhový výpočet klínového řemenu. Vyšel ovšem převod obrovských rozměrů s pěti potřebnými řemeny. S ohledem na vysoký přenášený kroutící moment jsem tedy zvolil řemen ozubený a jeho výpočet provedl podle pokynů v katalogu výrobce SKF. Potřebná ochrana stroje při ucpání drtiče je zajištěna proudovou ochranou v předešlé kapitole. Protože rašelina nepatří mezi chemicky agresivní materiál vůči pryži, není nutné volit speciální řemen nebo případně jiné řešení. [2] a [8]

Provozní faktor: $C_2 = 1,9$

Návrhový výkon: $P_d = P_3 \cdot C_2 = P \cdot \eta_{ok}^2 \cdot C_2 = 82,114 \text{ kW}$

Požadovaný převodový poměr: $i_f = 1,49$

Z diagramu v přiloženém katalogu jsem zvolil průřez řemene 14M.

Parametry řemenic: $z_s = 64, d_1 = 285,21 \text{ mm}, z_l = 95, d_2 = 423,35 \text{ mm}$

Vztažná délka řemenu: $L_d = 2 \cdot C_n + 1,57 \cdot (D + d) + \frac{(D-d)^2}{4 \cdot C_n} = 1360 \text{ mm}$

$C_n = 100 \text{ mm}$ - zvoleno pro výpočet vztažné délky řemenu

Roztečná délka řemenu: $L_p = 1400 \text{ mm}$

Návrhová osová vzdálenost: $C_d = \frac{a + \sqrt{a^2 - 8 \cdot (D-d)^2}}{8} = 587,45 \text{ mm}$

$$a = 2 \cdot L_p - \pi \cdot (D - d) = 2366,02$$

Opravné součinitele výkonu: $C_1 = 1,05$

Počet zubů v záběru: $\frac{z_s}{180} \cdot \arccos\left(\frac{D-d}{2 \cdot C_d}\right) = 29,6 \rightarrow C_4 = 1$

Opravený jmenovitý výkon a příslušná šířka řemene: $P_{corr} = P_b \cdot C_4 \cdot C_1 = 25,9 \text{ kW}$

Koeficient pro určení šířky: $C_b = \frac{P_d}{P_{corr}} = \frac{82,114}{25,9} = 3,17$

Tomuto koeficientu odpovídá šířka řemene $b = 115 \text{ mm}$.

Zvolený řemen je tedy SKF PHG 1750-14M-115.

Minimální přídavek na montáž a napínání: $MIA = 60 \text{ mm}, MTA = 4 \text{ mm}$

Zbývá vypočítat předpětí pro určení sil působících na hřídel. I tento výpočet má dodavatel řemenů popsany ve svém katalogu.

Výpočet hodnoty napnutí

Vzhledem k pozdějšímu provedení pevnostní kontroly hřídelů je nutné spočítat předpětí řemenu jak pro první, tak druhou variantu zapojení převodovky.

Tab. 4.1 Výpočet sil řemenového převodu [8]

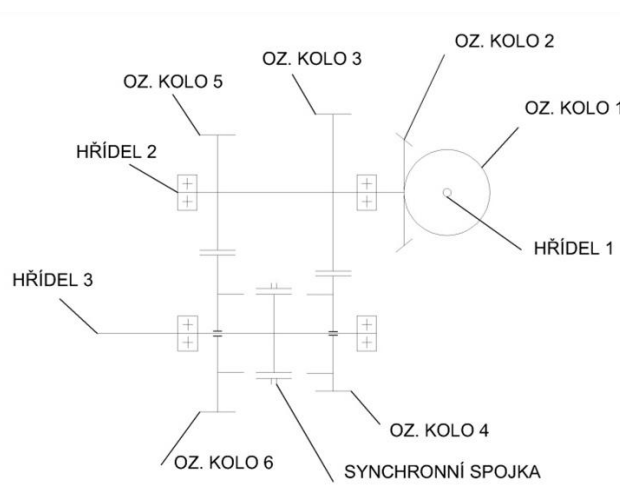
	1. varianta zapojení	2. alternativní varianta zapojení
Obvodová rychlost $v = \frac{d \cdot n}{19098}$	$v = 22,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$v = 11,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Tahová síla $T_{pu} = \frac{P \cdot 1000}{v}$	$T_{pu} = 1954,68 \text{ N}$	$T_{pu} = 3794,38 \text{ N}$
Odstředivé napětí $T_c = M \cdot v^2$	$T_c = 602,8 \text{ N}$	$T_c = 159,97 \text{ N}$
Napnutí větve $T_1 = T_{pu} \cdot A_{cr} + T_c$ $T_2 = [T_{pu} \cdot (A_{cr} - 1)] + T_c$	$T_1 = 2733,4 \text{ N}$ $T_2 = 778,72 \text{ N}$	$T_1 = 4295,84 \text{ N}$ $T_2 = 501,46 \text{ N}$
Montážní napnutí $T = 0,7 \cdot (T_1 + T_2)$	$T = 2458,48 \text{ N}$	$T = 3358,11 \text{ N}$
Úhel β	$\beta = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{D - d}{2 \cdot C_d}\right) = 13,5^\circ$	

Zatížení hřídele

$$F_{hř} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + 2 \cdot T_1 \cdot T_2 \cdot \cos \beta} = \begin{cases} 3495,3 \text{ N} \\ 4784,9 \text{ N} \end{cases}$$

4.6 Návrh a výpočty převodovky

4.6.1 Náčrt převodovky



Obr. 4.2 Náčrt převodovky

4.6.2 Návrh převodových poměrů

Celkové převodové poměry jsou:

- pro první variantu zapojení $i_c = \frac{1470}{1000} = 1,47$
- a pro alternativní převod $i_{cA} = \frac{1470}{500} = 2,94$

Tyto poměry jsem rozdělil pro jednotlivé převody takto:

- řemenový převod s ohledem na nabídku SKF $i_{\text{ř}} = 1,49$
- převod - kuželový $i_1 = 1,3$
- převod v první variantě $i_2 = 0,759$
- převod v alternativě $i_3 = 1,518$

Po zvolení počtu zubů byly převodové poměry na ozubených soukolích upřesněny.

1. soukolí - kuželové se šikmými zuby

$$z_{11} = 34 \text{ (zvoleno)} \rightarrow z_{12} = i_1 \cdot z_{11} = 44,2 - \text{volím } z_{12} = 44$$

z toho vyplívá skutečný převodový poměr prvního soukolí $i_1 = \frac{z_{12}}{z_{11}} = 1,294$

2. soukolí - čelní se šikmými zuby

$$z_{21} = 59 \text{ (zvoleno)} \rightarrow z_{22} = i_2 \cdot z_{21} = 44,8 - \text{volím } z_{22} = 45$$

z toho vyplívá skutečný převodový poměr druhého soukolí $i_2 = \frac{z_{22}}{z_{21}} = 0,763$

3. soukolí - čelní se šikmými zuby - alternativně

$$z_{31} = 41 \text{ (zvoleno)} \rightarrow z_{32} = i_3 \cdot z_{31} = 62,2 - \text{volím } z_{32} = 63$$

z toho vyplívá skutečný převodový poměr druhého soukolí $i_2 = \frac{z_{32}}{z_{31}} = 1,537$

4.6.3 Výpočet kroutících momentů na hřídelích

Pro výpočet kroutících momentů je třeba znát účinnosti jednotlivých převodů. Z informací dodávaných výrobcí ozubených řemenů vyplívá účinnost řemene $\eta_{\text{ř}} = 0,99$. Převody ozubenými koly jsou dány teoreticky zvolenou účinností $\eta_{ok} = 0,98$. Celková účinnost tedy bude $\eta_c = 0,95$ a výkon na vstupu do drtiče $P_B = 42,786 \text{ kW}$.

Vypočtené kroutící momenty jednotlivých hřídelů a zapojení:

1. hřídel: $M_{k1} = 292,325 \text{ N.m}$

2. hřídel: $M_{k2} = 370,703 \text{ N.m}$

3. hřídel: $M_{k3} = 277,189 \text{ N.m}$, alternativně $M_{k3A} = 558,375 \text{ N.m}$

4. hřídel: $M_{k4} = 408,881 \text{ N.m}$, alternativně $M_{k4A} = 823,659 \text{ N.m}$

4.6.4 Výpočet otáček na hřídelích

Vypočtené otáčky jednotlivých hřídelů a zapojení:

1. hřídel: $n_1 = 1470 \text{ min}^{-1}$

2 hřídel: $n_2 = 1136,012 \text{ min}^{-1}$

3. hřídel: $n_3 = 1488,876 \text{ min}^{-1}$, alternativně $n_{3A} = 762,424 \text{ min}^{-1}$

4. hřídel: $n_4 = 999,246 \text{ min}^{-1}$, alternativně $n_{4A} = 496,047 \text{ min}^{-1}$

Odchylka od požadovaných otáček na vstupu do drtiče bude 0,0754%, při alternativním zapojení 0,791%.

4.6.5 Návrh 1. soukolí - kuželové se šikmými zuby

Výpočet rozměrů kuželového soukolí

Jako první soukolí převodovky jsem pro lepší využití prostoru zvolil kuželové soukolí. K dosažení vyššího záběrového součinitele jsem zvolil šikmé ozubení. Jak je zřejmé z obrázku 4.2, úhel os kol bude 90° . Pro výrobu kuželového soukolí byl zvolen materiál ČSN 14 220 s vlastnostmi a parametry podle tab. 4.2. Počet zubů byl zvolen, případně dopočítán v předešlých výpočtech, úhel sklonu zubů i úhel profilu byly zvoleny.

Tab. 4.2 Parametry kuželového soukolí [3]

	Kolo 1	Kolo 2
zvolený materiál	ČSN 14 220 - cementováno, kaleno	
σ_{Hlim}	1270 MPa	
σ_{Flim}	700 MPa	
R_e	588 MPa	
R_m	785 MPa	
V_{HV}	650 HV	
z	34	44
i₁	1,294	
β	20°	
α_t	20°	

Úhly roztečných kuželů $\delta = \tan^{-1} \left(\frac{1}{i} \right)$: $\delta_1 = 37,697^\circ$, $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 52,303^\circ$

Počet zubů virtuálního soukolí $z_v = \frac{z}{\cos \delta}$: $z_{v11} = 42,97$, $z_{v12} = 71,956$

Převodový poměr virtuálního soukolí: $i_{v1} = \frac{z_{v12}}{z_{v11}} = 1,675$

Návrh modulu [9]

Návrh pro dotyk podle vztahů:

$$m_{nm} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{\psi_m \cdot z_{11}^2 \cdot \sigma_{Hp}^2} \cdot \frac{i_{v1} + 1}{i_{v1}}}$$

$$\sigma_{Hp} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $f_H = 690 \text{ MPa}$, $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,75 \cdot 1,05 = 1,84$,
 $\psi_m = 12,38$

Po dosazení získáme hodnotu modulu: $m_{nm} = 2,673 \text{ mm}$

Návrh pro ohyb podle vztahů:

$$m_{nm} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k1}}{\psi_m \cdot z_{11} \cdot \sigma_{Fp}}}$$

$$\sigma_{Fp} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $f_H = 18$, $K_F = K_H = 1,84$

Po dosazení získáme hodnotu modulu: $m_{nm} = 2,608 \text{ mm}$

Pro další výpočet použijí větší z hodnot, tedy $m_{nm} = 2,673 \text{ mm}$.

Výpočet tečného modulu na středním průměru: $m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos\beta} = 2,845 \text{ mm}$

$$\text{Tečný modul na vnější průměru: } m_{te} = m_{tm} \cdot \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt[2]{z_{11}^2 + z_{12}^2}} \right) = 3,478 \text{ mm}$$

Volím normalizovaný modul $m_{te} = 3,5 \text{ mm}$.

Dále můžeme určit šířku ozubení: $b = \psi_m \cdot m_{nm} = 33,092 \text{ mm}$

Volím tedy šířku $b = 33,3 \text{ mm}$ s ohledem na závěrečný výpočet záběrového součinitele.

Výpočet geometrie soukolí

Průměr vnější roztečné kružnice $d_e = m_{te} \cdot z$: $d_{e1} = 119 \text{ mm}$, $d_{e2} = 154 \text{ mm}$

Výška vnější hlavy zubu: $h_{ae} = m_{te} = 3,5 \text{ mm}$

Průměr vnější hlavové kružnice $d_{ae} = d_e + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos\delta$:

$$d_{ae1} = 124,539 \text{ mm}, d_{ae2} = 158,28 \text{ mm}$$

Výška vnější paty zubu $h_{fe} = 1,25 \cdot m_{te}$: $h_{fe} = 4,2 \text{ mm}$

Průměr vnější patní kružnice $d_{fe} = d_e - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos\delta$:

$$d_{fe1} = 112,353 \text{ mm}, d_{fe2} = 148,864 \text{ mm}$$

Vnější výška zubu $h_e = h_{ae} + h_{fe}$: $h_e = 7,7 \text{ mm}$

Průměr střední roztečné kružnice $d_m = d_e - b \cdot \sin\delta$:

$$d_{m1} = 98,638 \text{ mm}, d_{m2} = 127,651 \text{ mm}$$

Tečný modul na středním roztečném průměru $m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_{11}}$: $m_{tm} = 2,901 \text{ mm}$

Normálový modul na středním roztečném průměru $m_{nm} = m_{tm} \cdot \cos \beta$: $m_{nm} = 2,726 \text{ mm}$

Čelní úhel profilu na středním roztečném průměru: $\alpha_{tm} = 20^\circ$

Normálový úhel profilu na středním roztečném průměru:

$$\alpha_{nm} = \tan^{-1}(\tan \alpha_{tm} \cdot \cos \beta) = 18,882^\circ$$

Průměr roztečné kružnice náhradního kola $d'_n = \frac{d_m}{\cos \delta}$:

$$d'_{n1} = 124,66 \text{ mm}, d'_{n2} = 208,756 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu náhradního kola: $h_{an} = m_{nm} = 2,726 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice náhradního kola $d'_{an} = d'_n + 2 \cdot h_{an}$:

$$d'_{an1} = 130,112 \text{ mm}, d'_{an2} = 214,208 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice náhradního kola $d'_{bn} = d'_n \cdot \cos \alpha_{tm}$:

$$d'_{bn1} = 117,142 \text{ mm}, d'_{bn2} = 196,166 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost náhradních kol: $a'_n = \frac{d'_{n1} + d'_{n2}}{2} = 166,708 \text{ mm}$

Tečná rozteč zubů náhradního soukolí: $p'_{tm} = \pi \cdot m_{tm} = 9,114 \text{ mm}$

Tečná patní rozteč zubů na středním průměru: $p_{tmb} = p'_{tm} \cdot \cos \alpha_{tm} = 8,564 \text{ mm}$

Součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d'^2_{an1} - d'^2_{bn1}} + \sqrt{d'^2_{an2} - d'^2_{bn2}} - 2 \cdot a'_n \cdot \sin \alpha_{tm}}{2 \cdot p_{tmb}} = 1,672$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta}{p'_{tm}} = 1,33$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 3$$

Součinitel záběru vychází celočíselný. Není tudíž potřeba upravovat geometrii kuželového soukolí s šikmými zuby.

Silové poměry kuželového soukolí

$$\text{Tečná síla: } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{m1}} = 5927,229 \text{ N}$$

$$\text{Axiální síla: } F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} (\tan \alpha_{nm} \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta \cdot \cos \delta_1) = 3026,202 \text{ N}$$

$$F_{a2} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} (\tan \alpha_{nm} \cdot \cos \delta_1 + \sin \beta \cdot \sin \delta_1) = 387,851 \text{ N}$$

$$\text{Radiální síla: } F_{r1} = F_{a2} = 387,851 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{a1} = 3026,202 \text{ N}$$

$$\text{Normálová síla: } F_{N1} = F_{N2} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{a1}^2 + F_{r1}^2} = 6666,361 \text{ N}$$

Pevnostní kontrola ozubení [9]

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d'_{n1}} \cdot \frac{i_{v1} + 1}{i_{v1}}}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $Z_E = 190$, $Z_H = 2,35$, $Z_\varepsilon = 0,77$,

$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 2,898$, $Z_R = 1$, $S_{Hmin} = 1,3$

Vypočtené hodnoty napětí: $\sigma_{HO} = 519,167 \text{ MPa}$, $\sigma_H = 883,805 \text{ MPa}$,

$\sigma_{HP} = 976,923 \text{ MPa} \geq 883,805 \text{ MPa}$ – vyhovuje

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_T \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV}$$

$$F_T = F_t \cdot K_{AS}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $K_{AS} = 2$

Vypočtené hodnoty napětí: $\sigma_{Hmax} = 1249,888 \text{ MPa}$

$\sigma_{HPmax} = 2600 \text{ MPa} \geq 1249,888 \text{ MPa}$ – vyhovuje

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_{nm}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $K_F = K_H = 2,898$, $Y_{FS} = 3,9$, $Y_\beta = 0,83$,
 $Y_\varepsilon = 0,598$, $S_{Fmin} = 1,3$

Vypočtené hodnoty napětí: $\sigma_F = 366,289 \text{ MPa}$

$\sigma_{FP} = 538,462 \text{ MPa} \geq 366,289 \text{ MPa}$ – vyhovuje

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_T}{F_t} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt}$$

Vypočtené hodnoty napětí: $\sigma_{Fmax} = 732,578 \text{ MPa}$,

$\sigma_{FPmax} = 1400 \text{ MPa} \geq 732,578 \text{ MPa}$ – vyhovuje

4.6.6 Návrh 2. soukolí - čelní se šikmými zuby

Další soukolí je čelní se šikmými zuby, je převodováno do rychla z důvodu dosažení přibližně podobných rozměrů všech soukolí a tudíž dosažení kompaktnosti rozměrů celé převodovky. Šikmé zuby jsou opět voleny pro získání vyšší hodnoty součinitele záběru. Materiál kol byl zvolen ČSN 14 220 s parametry dle tabulky 4.3. Další parametry v tabulce jsou buď volené, nebo vypočtené v předešlých výpočtech.

Výpočet rozměrů čelního soukolí

Tab. 4.3 Parametry čelního soukolí [3]

	Kolo 1	Kolo 2
zvolený materiál	ČSN 14 220 - cementováno, kaleno	
σ_{Hlim}	1270 MPa	
σ_{Flim}	700 MPa	
R_e	588 MPa	
R_m	785 MPa	
V_{HV}	650 HV	
z	59	45
i_2	0,763	
β	18°	
α_n	20°	

Návrh modulu [9]

Návrh pro dotyk podle vztahu:

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k3}}{\psi_m \cdot z_{22}^2 \cdot \sigma_{Hp}^2} \cdot \frac{i_2 + 1}{i_2}}$$

$$\sigma_{Hp} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $f_H = 690 \text{ MPa}$, $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,84$, $\psi_m = 14$

Po dosazení získáme hodnotu modulu: $m_n = 2,365 \text{ mm}$

Návrh pro ohyb podle vztahu:

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k3}}{\psi_m \cdot z_{11} \cdot \sigma_{Fp}}}$$

$$\sigma_{Fp} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $f_H = 18$, $K_F = K_H = 1,84$

Nyní můžeme dosadit a získáme hodnotu modulu: $m_n = 2,24 \text{ mm}$

Volím normalizovaný modul $m_n = 2,5 \text{ mm}$.

Tečný modul: $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = 2,629 \text{ mm}$

Dále můžeme určit šířku ozubení: $b = \psi_m \cdot m_n = 35 \text{ mm}$

Volím tedy šířku $b = 35 \text{ mm}$ s ohledem na závěrečný výpočet záběrového součinitele.

Výpočet geometrie soukolí

Průměr roztečné kružnice $d = z \cdot m_t$: $d_3 = 155,091 \text{ mm}$, $d_4 = 118,29 \text{ mm}$

Pozn.: Roztečné průměry počítány s nezaokrouhleným m_t pro zvětšení přesnosti.

Výška hlavy zubu: $h_a = m_n = 2,5 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice $d_a = d + 2 \cdot h_a$: $d_{a3} = 160,091 \text{ mm}$, $d_{a4} = 123,29 \text{ mm}$

Výška paty zubu: $h_f = 1,25 \cdot m_n = 3,125 \text{ mm}$

Průměr patní kružnice $d_f = d - 2 \cdot h_f$: $d_{f3} = 148,841 \text{ mm}$, $d_{f4} = 112,04 \text{ mm}$

Výška zubu: $h = h_a + h_f = 5,625 \text{ mm}$

Úhel záběru zubů: $\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right) = 20,942^\circ$

Průměr základní kružnice $d_b = d \cdot \cos \alpha_t$: $d_{b3} = 144,846 \text{ mm}$, $d_{b4} = 110,476 \text{ mm}$

Osová vzdálenost: $a = \frac{d_3 + d_4}{2} = 136,69 \text{ mm}$

Normálová rozteč zubů: $p_n = m_n \cdot \pi = 7,854 \text{ mm}$

Normálová tloušťka zubu: $s_n = \frac{p_n}{2} = 3,927 \text{ mm}$

Tečná rozteč zubů: $p_t = m_t \cdot \pi = 8,259 \text{ mm}$

Tečná tloušťka zubu: $s_t = \frac{p_t}{2} = 4,13 \text{ mm}$

Patní tečná rozteč zubů: $p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 7,713 \text{ mm}$

Roztečný průměr náhradního kola $d_n = \frac{d}{\cos^2 \beta}$: $d_{n3} = 171,464 \text{ mm}$, $d_{n4} = 130,778 \text{ mm}$

Osová vzdálenost náhradního soukolí: $a_n = \frac{d_{n3} + d_{n4}}{2} = 151,121 \text{ mm}$

Součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt[2]{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \sqrt[2]{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} - 2 \cdot a \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{tb}} = 1,634$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = 1,377$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 3,011$$

Součinitel záběru vychází v podstatě celočíselný. Není tudíž potřeba upravovat geometrii čelního soukolí s šikmými zuby.

Silové poměry čelního soukolí

Tečná síla: $F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_3} = 4780,458 \text{ N}$

Axiální síla: $F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot \tan \beta = 1553,265 \text{ N}$

Radiální síla: $F_{r3} = F_{r4} = \frac{F_{t3}}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha_n = 1829,486 \text{ N}$

Normálová síla: $F_{N3} = F_{N4} = \sqrt{F_{t3}^2 + F_{a3}^2 + F_{r3}^2} = 5349,059 \text{ N}$

Pevnostní kontrola ozubení [9]

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b \cdot d_3} \cdot \frac{i_2 + 1}{i_2}}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $Z_E = 190$, $Z_H = 2,37$, $Z_\varepsilon = 0,77$,

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 2,205, Z_R = 1, S_{Hmin} = 1,3$$

Po dosazení do vzorců získáme hodnoty napětí: $\sigma_{HO} = 494,611 \text{ MPa}$, $\sigma_H = 734,46 \text{ MPa}$,

$$\sigma_{HP} = 976,923 \text{ MPa} \geq 734,46 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_T \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV}$$

$$F_T = F_t \cdot K_{AS}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $K_{AS} = 2$

Dosazením dostaneme vypočtené hodnoty napětí: $\sigma_{Hmax} = 1038,683 \text{ MPa}$,

$$\sigma_{HPmax} = 2600 \text{ MPa} \geq 1038,683 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $K_F = K_H = 2,205$, $Y_{FS} = 4$, $Y_\beta = 0,85$, $Y_\varepsilon = 0,612$,

$$S_{Fmin} = 1,3$$

Hodnoty napětí získané dosazením do vzorců: $\sigma_F = 250,669 \text{ MPa}$,

$$\sigma_{FP} = 538,462 \text{ MPa} \geq 250,669 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_T}{F_t} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt}$$

Vypočtené hodnoty napětí: $\sigma_{Fmax} = 501,338 \text{ MPa}$, $\sigma_{FPmax} = 1400 \text{ MPa} \geq 501,338 \text{ MPa}$ – vyhovuje

4.6.7 Návrh 3. soukolí - čelní se šikmými zuby - alternativní zapojení

Zapojení tohoto soukolí slouží jako alternativa k druhému soukolí a tím dochází k požadovanému snížení otáček. Pro dosažení shodné osové vzdálenosti nebyla použita korekce ozubení, ale úprava vzdálenosti byla provedena sklonem ozubení. Materiál kol byl zvolen ČSN 14 220 s parametry dle tabulky 4.4. Další parametry v tabulce jsou buď volené, nebo vypočtené v předešlých výpočtech.

Výpočet rozměrů čelního soukolí

Tab. 4.4 Parametry čelního alternativního soukolí [3]

	Kolo 1	Kolo 2
zvolený materiál	ČSN 14 220 - cementováno, kaleno	
σ_{Hlim}	1270 MPa	
σ_{Flim}	700 MPa	
R_e	588 MPa	
R_m	785 MPa	
V_{HV}	650 HV	
z	41	63
i₂	1,537	
α_n	20°	
a	136,69 mm	

Návrh modulu [9]

Návrh pro dotyk podle vztahu:

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_{22}^2 \cdot \sigma_{Hp}^2} \cdot \frac{i_2 + 1}{i_2}}$$

$$\sigma_{Hp} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $f_H = 690 \text{ MPa}$, $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,84$, $\psi_m = 15$

Dosazením koeficientů do vztahu získáme hodnotu modulu: $m_n = 2,422 \text{ mm}$

Návrh pro ohyb podle vztahu:

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k3}}{\psi_m \cdot z_{11} \cdot \sigma_{Fp}}}$$

$$\sigma_{Fp} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $f_H = 18, K_F = K_H = 1,84$

Nyní můžeme dosadit do vztahu a získat modul: $m_n = 2,488 \text{ mm}$

Volím normalizovaný modul $m_n = 2,5 \text{ mm}$.

Úhel sklonu ozubení: $\beta = \arccos \left[\frac{m_n}{2 \cdot a} \cdot (z_{31} + z_{32}) \right] = 18^\circ$

Tečný modul: $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = 2,629 \text{ mm}$

Dále můžeme určit šířku ozubení: $b = \psi_m \cdot m_n = 37,5 \text{ mm}$

Výpočet geometrie soukolí

Průměr roztečné kružnice $d = z \cdot m_t$: $d_5 = 107,775 \text{ mm}$, $d_6 = 165,605 \text{ mm}$

Pozn.: Roztečné průměry počítány s nezaokrouhleným m_t pro zvětšení přesnosti.

Výška hlavy zubu: $h_a = m_n = 2,5 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice $d_a = d + 2 \cdot h_a$: $d_{a5} = 112,775 \text{ mm}$, $d_{a6} = 170,605 \text{ mm}$

Výška paty zubu: $h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 2,5 = 3,125 \text{ mm}$

Průměr patní kružnice $d_f = d - 2 \cdot h_f$: $d_{f5} = 101,525 \text{ mm}$, $d_{f6} = 159,355 \text{ mm}$

Výška zubu: $h = h_a + h_f = 5,625 \text{ mm}$

Úhel záběru zubů: $\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right) = 20,942^\circ$

Průměr základní kružnice $d_b = d \cdot \cos \alpha_t$: $d_{b5} = 100,656 \text{ mm}$, $d_{b6} = 154,66 \text{ mm}$

Normálová rozteč zubů: $p_n = m_n \cdot \pi = 7,854 \text{ mm}$

Normálová tloušťka zubu: $s_n = \frac{p_n}{2} = 3,927 \text{ mm}$

Tečná rozteč zubů: $p_t = m_t \cdot \pi = 8,259 \text{ mm}$

Tečná tloušťka zubu: $s_t = \frac{p_t}{2} = 4,13 \text{ mm}$

Patní tečná rozteč zubů: $p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 7,713 \text{ mm}$

Roztečný průměr náhradního kola $d_n = \frac{d}{\cos^2 \beta}$: $d_{n5} = 119,153 \text{ mm}$, $d_{n6} = 183,088 \text{ mm}$

Osová vzdálenost náhradního soukolí: $a_n = \frac{d_{n5} + d_{n6}}{2} = 151,121 \text{ mm}$

Součinitel trvání záběru:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a5}^2 - d_{b5}^2} + \sqrt{d_{a6}^2 - d_{b6}^2} - 2 \cdot a \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{tb}} = 1,631, \quad \varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = 1,475$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 3,106$$

Hodnota součinitele záběru už má příliš velkou odchylku od celého čísla, proto upravím šířku ozubení.

$$b' = \frac{(3 - \varepsilon_\alpha) \cdot p_t}{\tan \beta} = 34,798 \text{ mm}$$

Volím tedy hodnotu šířky ozubení $b = 34,8 \text{ mm}$.

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = 1,369$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,631 + 1,369 = 3$$

Nyní již hodnota součinitele záběru čelního soukolí se šikmými zuby vychází jako celé číslo.

Silové poměry čelního soukolí

Tečná síla: $F_{t5} = F_{t6} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_5} = 6883,673 \text{ N}$

Axiální síla: $F_{a5} = F_{a6} = F_{t5} \cdot \tan \beta = 2236,641 \text{ N}$

Radiální síla: $F_{r5} = F_{r6} = \frac{F_{t5}}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha_n = 2634,388 \text{ N}$

Normálová síla: $F_{N5} = F_{N6} = \sqrt{F_{t5}^2 + F_{a5}^2 + F_{r5}^2} = 7702,436 \text{ N}$

Pevnostní kontrola ozubení [9]

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t5}}{b \cdot d_5} \cdot \frac{i_3 + 1}{i_3}}$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $Z_E = 190$, $Z_H = 2,37$, $Z_\varepsilon = 0,77$,
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 2,205$, $Z_R = 1$, $S_{Hmin} = 1,3$

Vypočtené hodnoty napětí: $\sigma_{HO} = 603,696 \text{ MPa}$, $\sigma_H = 896,443 \text{ MPa}$,

$\sigma_{HP} = 976,923 \text{ MPa} \geq 896,433 \text{ MPa}$ – vyhovuje

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_T \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax}$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV}$$

$$F_T = F_t \cdot K_{AS}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $K_{AS} = 2$

Vypočtené hodnoty napětí: $\sigma_{Hmax} = 1269,762 \text{ MPa}$,

$\sigma_{HPmax} = 2600 \text{ MPa} \geq 1038,683 \text{ MPa}$ – vyhovuje

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}}$$

Koeficienty zvolené nebo tabulkové: $K_F = K_H = 2,205$, $Y_{FS} = 4$, $Y_\beta = 0,85$, $Y_\epsilon = 0,613$,
 $S_{Fmin} = 1,3$

Vypočtené hodnoty napětí: $\sigma_F = 363,621 \text{ MPa}$,
 $\sigma_{FP} = 538,462 \text{ MPa} \geq 363,621 \text{ MPa}$ – vyhovuje

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_T}{F_t} \leq \sigma_{FPmax}$$

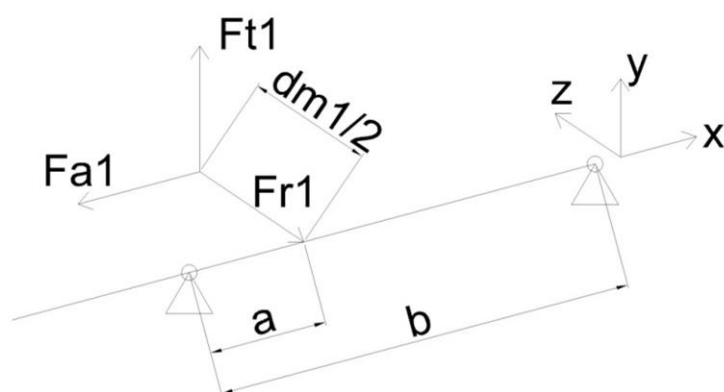
$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt}$$

Vypočtené hodnoty napětí: $\sigma_{Fmax} = 727,242 \text{ MPa}$,
 $\sigma_{FPmax} = 1400 \text{ MPa} \geq 727,242 \text{ MPa}$ – vyhovuje

4.6.8 Výpočet průběhu ohybového momentu na hřídelích

Pro další návrh a výpočty jako je pevnostní kontrola hřídelů nebo návrh ložisek je nutné znát hodnoty ohybového momentu působícího na hřídel a s tím i spojené reakce v jednotlivých uloženíh. Vstupními hodnotami pro tento výpočet jsou získané silové poměry jednotlivých soukolí a rozměrové parametry již uzavřených a rozmístěných soukolí.

Ohybový moment 1. hřídele



Obr. 4.3 Schéma prvního hřídele se zanesenými silami

$$\begin{aligned}
 a &= 31,998 \text{ mm} & F_{t1} &= 5927,229 \text{ N} \\
 b &= 191,856 \text{ mm} & F_{r1} &= 387,851 \text{ N} \\
 \frac{d_{m1}}{2} &= 49,319 \text{ mm} & F_{a1} &= 3026,202 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Rovina XY:

Výpočet reakcí:

$$\begin{aligned}
 R_{Ay} + R_{By} + F_{t1} &= 0 \rightarrow R_{Ay} = -4938,678 \text{ N} \\
 F_{t1} \cdot a + R_{By} \cdot b &= 0 \rightarrow R_{By} = -988,551 \text{ N}
 \end{aligned}$$

VSÚ:

I. $x \in < 0; a >: M_{oI}(x) = R_{Ay} \cdot x$

$$M_{oI}(0) = 0 \text{ N.mm} \quad M_{oI}(a) = -158027,819 \text{ N.mm}$$

II. $x \in < a; b >: M_{oII}(x) = R_{Ay} \cdot x + F_{t1} \cdot (x - a)$

$$M_{oII}(a) = -158027,819 \text{ N.mm} \quad M_{oII}(b) = 0 \text{ N.mm}$$

Rovina XZ:

Vypočet reakcí:

$$R_{Az} + R_{Bz} - F_{r1} = 0 \rightarrow R_{Az} = 1101,088 \text{ N}$$

$$-F_{r1} \cdot a + R_{Bz} \cdot b + F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 0 \rightarrow R_{Bz} = -713,237 \text{ N}$$

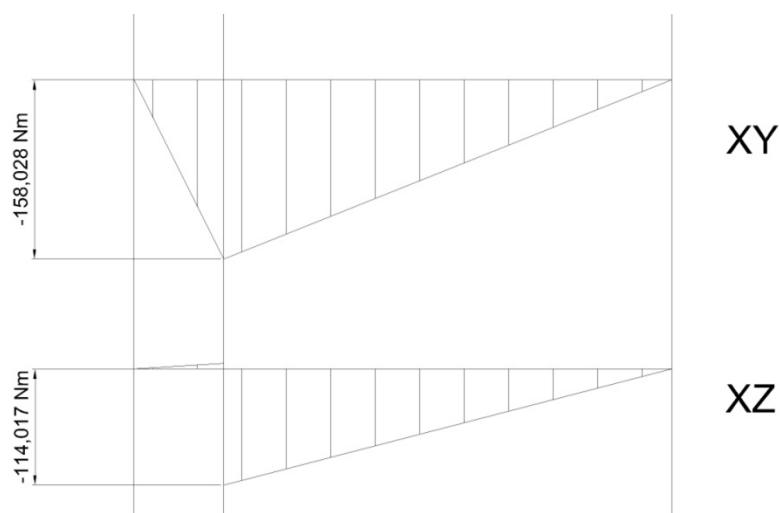
VSÚ:

I. $x \in < 0; a >: M_{oI}(x) = R_{Az} \cdot x$

$$M_{oI}(0) = 0 \text{ N.mm} \quad M_{oI}(a) = 3532,614 \text{ N.mm}$$

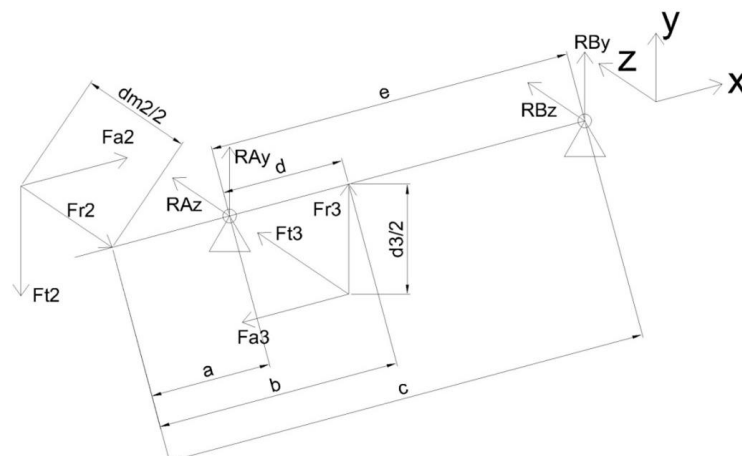
II. $x \in < a; b >: M_{oII}(x) = R_{Az} \cdot x - F_{r1} \cdot (x - a) - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2}$

$$M_{oII}(a) = -114016,643 \text{ N.mm} \quad M_{oII}(b) = 0 \text{ N.mm}$$



Graf 4.1 Ohybový moment zatěžující první hřídel

Ohybový moment 2. hřídele při první variantě zapojení



Obr. 4.4 Schéma druhého hřídele při první variantě zapojení se zanesenými silami

$a = 39,754 \text{ mm}$	$F_{t2} = 5927,229 \text{ N}$	$F_{t3} = 4780,458 \text{ N}$
$b = 60,904 \text{ mm}$	$F_{a2} = 387,851 \text{ N}$	$F_{a3} = 1553,265 \text{ N}$
$c = 172,054 \text{ mm}$	$F_{r2} = 3026,202 \text{ N}$	$F_{r3} = 1829,486 \text{ N}$
$d = 31,15 \text{ mm}$	$\frac{d_{m2}}{2} = 63,826 \text{ mm}$	$\frac{d_3}{2} = 77,546 \text{ mm}$
$e = 142,3 \text{ mm}$		

Rovina XY:

Vypočet reakcí: $R_{Ay} + R_{By} - F_{t2} + F_{r3} = 0 \rightarrow R_{Ay} = 4891,126 \text{ N}$

$$F_{t2} \cdot a + R_{By} \cdot e + F_{r3} \cdot d - F_{a3} \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right) = 0 \rightarrow R_{By} = -793,383 \text{ N}$$

VSÚ:

I. $x \in < 0; a >: M_{oI}(x) = -F_{t2} \cdot x$

$$M_{oI}(0) = 0 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{oI}(a) = -176358,772 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

II. $x \in < a; b >: M_{oII}(x) = -F_{t2} \cdot x + R_{Ay} \cdot (x - a)$

$$M_{oII}(a) = -176358,772 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{oII}(b) = -208633,38 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

III. $x \in < b; c >: M_{oIII}(x) = -F_{t2} \cdot x + R_{Ay} \cdot (x - a) + F_{r3} \cdot (x - b) + F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2}$

$$M_{oIII}(b) = -88183,892 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{oIII}(c) = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Rovina XZ:

Vypočet reakcí: $R_{Az} + R_{Bz} - F_{r2} + F_{t3} = 0 \rightarrow R_{Az} = -249 \text{ N}$

$$F_{r2} \cdot a + R_{Bz} \cdot e + F_{t3} \cdot d - F_{a2} \cdot \left(\frac{d_{m2}}{2}\right) = 0 \rightarrow R_{Bz} = -1505,256 \text{ N}$$

VSÚ:

$$I. x \in < 0; a >: M_{oI}(x) = -F_{r2} \cdot x + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2}$$

$$M_{oI}(0) = 24754,978 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{oI}(a) = -65286,836 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$II. x \in < a; b >: M_{oII}(x) = -F_{r2} \cdot x + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + R_{Az} \cdot (x - a)$$

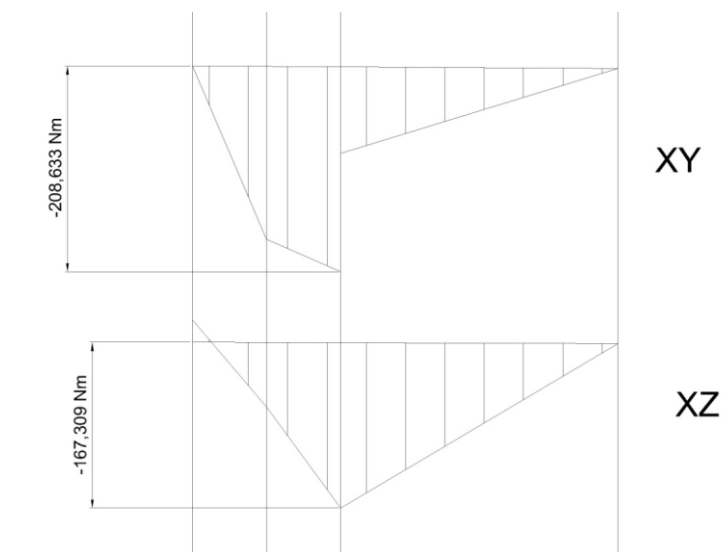
$$M_{oII}(a) = -65286,836 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{oII}(b) = -167309,179 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$III. x \in < b; c >: M_{oIII}(x) = -F_{r2} \cdot x + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + R_{Az} \cdot (x - a) + F_{t3} \cdot (x - b)$$

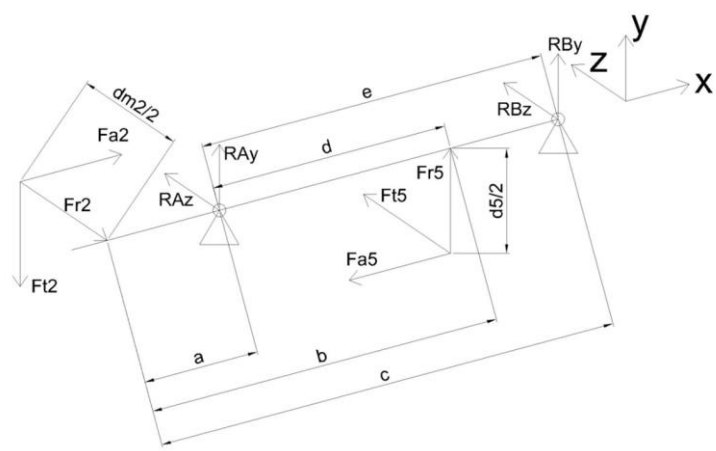
$$M_{oIII}(b) = -167309,179 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{oIII}(c) = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Graf 4.2 Ohybový moment zatěžující druhý hřídel při první variantě zapojení

Ohybový moment 2. hřídele při alternativní variantě zapojení



Obr. 4.5 Schéma druhého hřídele při alternativní variantě zapojení se zanesenými silami

$$\begin{array}{lll}
a = 29,754 \text{ mm} & F_{t2} = 5927,229 \text{ N} & F_{t5} = 6883,673 \text{ N} \\
b = 137,804 \text{ mm} & F_{a2} = 387,851 \text{ N} & F_{a5} = 2236,641 \text{ N} \\
c = 172,054 \text{ mm} & F_{r2} = 3026,202 \text{ N} & F_{r5} = 2634,388 \text{ N} \\
d = 108,05 \text{ mm} & \frac{d_{m2}}{2} = 63,826 \text{ mm} & \frac{d_5}{2} = 53,888 \text{ mm} \\
e = 142,3 \text{ mm} & &
\end{array}$$

Rovina XY:

Vypočet reakcí: $R_{Ay} + R_{By} - F_{t2} + F_{r5} = 0 \rightarrow R_{Ay} = 5685,506 \text{ N}$

$$F_{t2} \cdot a + R_{By} \cdot e + F_{r5} \cdot d - F_{a5} \cdot \left(\frac{d_5}{2}\right) = 0 \rightarrow R_{By} = -2392,665 \text{ N}$$

VSÚ:

I. $x \in < 0; a >: M_{oI}(x) = -F_{t2} \cdot x$

$$M_{oI}(0) = 0 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{oI}(a) = -176358,72 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

II. $x \in < a; b >: M_{oII}(x) = -F_{t2} \cdot x + R_{Ay} \cdot (x - a)$

$$M_{oII}(a) = -176358,772 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{oII}(b) = -202476,942 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

III. $x \in < b; c >: M_{oIII}(x) = -F_{t2} \cdot x + R_{Ay} \cdot (x - a) + F_{r5} \cdot (x - b) + F_{a5} \cdot \frac{d_5}{2}$

$$M_{oIII}(b) = -81948,832 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{oIII}(c) = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Rovina XZ:

Vypočet reakcí: $R_{Az} + R_{Bz} - F_{r2} + F_{t5} = 0 \rightarrow R_{Az} = 1828,176 \text{ N}$

$$F_{r2} \cdot a + R_{Bz} \cdot e + F_{t5} \cdot d - F_{a2} \cdot \left(\frac{d_{m2}}{2}\right) = 0 \rightarrow R_{Bz} = -5685,647 \text{ N}$$

VSÚ:

I. $x \in < 0; a >: M_{oI}(x) = -F_{r2} \cdot x + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2}$

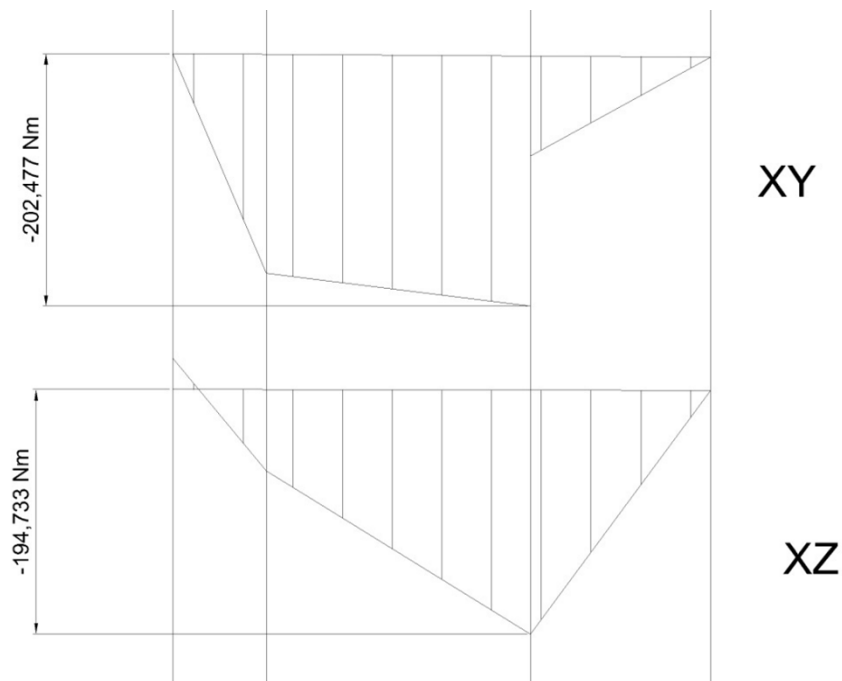
$$M_{oI}(0) = 24754,978 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{oI}(a) = -65286,836 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

II. $x \in < a; b >: M_{oII}(x) = -F_{r2} \cdot x + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + R_{Az} \cdot (x - a)$

$$M_{oII}(a) = 65286,836 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{oII}(b) = -194733,346 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

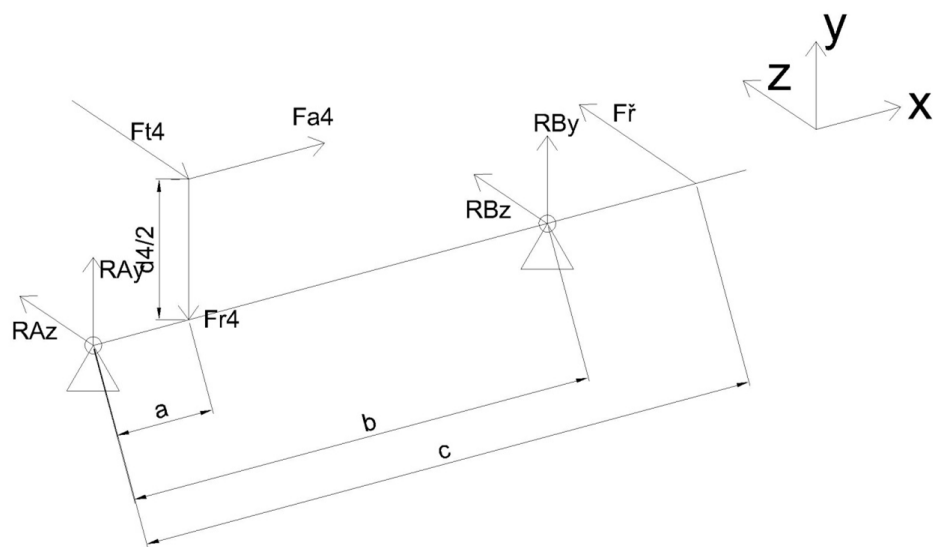
III. $x \in < b; c >: M_{oIII}(x) = -F_{r2} \cdot x + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + R_{Az} \cdot (x - a) + F_{t5} \cdot (x - b)$

$$M_{oIII}(b) = -194733,364 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{oIII}(c) = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Graf 4.3 ohybový moment zatěžující druhý hřídel při alternativní variantě zapojení

Ohybový moment 3. hřídele při první variantě zapojení



Obr. 4.6 Schéma třetího hřídele při první variantě zapojení se zanesenými silami

$a = 31,958 \text{ mm}$	$F_{t4} = 4780,458 \text{ N}$
$b = 143,347 \text{ mm}$	$F_{a4} = 1553,265 \text{ N}$
$c = 239,333 \text{ mm}$	$F_{r4} = 3495,3 \text{ N}$
$\frac{d_4}{2} = 55,238 \text{ mm}$	$F_{\text{ř}} = 3495,3 \text{ N}$

Rovina XY:

Vypočet reakcí: $R_{Ay} + R_{By} - F_{r4} = 0 \rightarrow R_{Ay} = 823,075 \text{ N}$

$$-F_{r4} \cdot a + R_{By} \cdot b - F_{a4} \cdot \left(\frac{d_4}{2}\right) = 0 \rightarrow R_{By} = 1006,411 \text{ N}$$

VSÚ:

I. $x \in < 0; a >: M_{oI}(x) = R_{Ay} \cdot x$

$$M_{oI}(0) = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{oI}(a) = 26303,831 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

II. $x \in < a; b >: M_{oII}(x) = R_{Ay} \cdot x - F_{r4} \cdot (x - a) + F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2}$

$$M_{oII}(a) = 112109,686 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{oII}(b) = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Rovina XZ:

Vypočet reakcí: $R_{Az} + R_{Bz} - F_{t4} + F_{\dot{r}} = 0 \rightarrow R_{Az} = 6055,169 \text{ N}$

$$-F_{t4} \cdot a + R_{Bz} \cdot b + F_{\dot{r}} \cdot c = 0 \rightarrow R_{Bz} = -4770,011 \text{ N}$$

VSÚ:

I. $x \in < 0; a >: M_{oI}(x) = R_{Az} \cdot x$

$$M_{oI}(0) = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{oI}(a) = 193511,091 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

II. $x \in < a; b >: M_{oII}(x) = R_{Az} \cdot x - F_{t4} \cdot (x - a)$

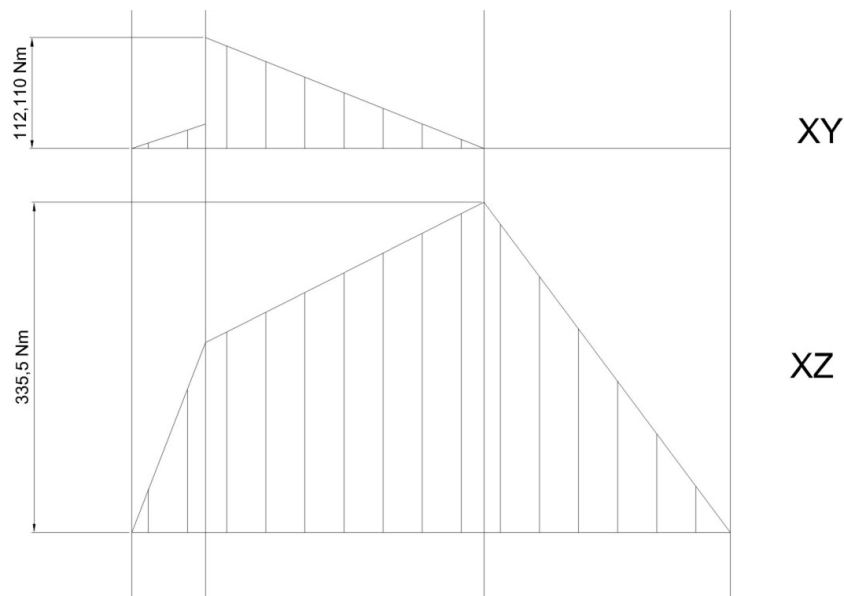
$$M_{oII}(a) = 193511,091 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{oII}(b) = 335499,875 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

III. $x \in < b; c >: M_{oIII}(x) = R_{Az} \cdot x - F_{t4} \cdot (x - a) + R_{Bz} \cdot (x - b)$

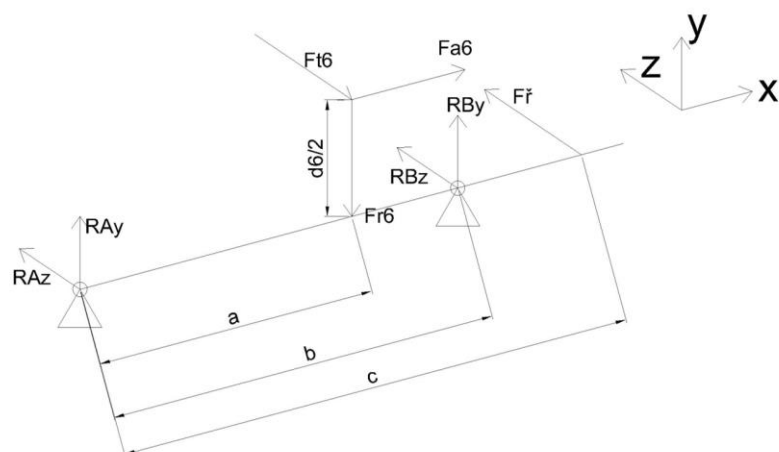
$$M_{oIII}(b) = 335499,875 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{oIII}(c) = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Graf 4.4 Ohybový moment zatěžující třetí hřídel při první variantě zapojení

Ohybový moment 3. hřídele při alternativní variantě zapojení



Obr. 4.7 Schéma třetího hřídele při alternativní variantě zapojení se zanesenými silami

$$\begin{aligned}
 a &= 108,841 \text{ mm} & F_{t6} &= 6883,673 \text{ N} \\
 b &= 143,347 \text{ mm} & F_{a6} &= 2236,641 \text{ N} \\
 c &= 239,333 \text{ mm} & F_{r6} &= 2634,388 \text{ N} \\
 \frac{d_6}{2} &= 82,803 \text{ mm} & F_{\check{r}} &= 4784,9 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Rovina XY:

Vypočet reakcí: $R_{Ay} + R_{By} - F_{r6} = 0 \rightarrow R_{Ay} = -657,833 \text{ N}$

$$-F_{r6} \cdot a + R_{By} \cdot b - F_{a6} \cdot \left(\frac{d_6}{2}\right) = 0 \rightarrow R_{By} = 3292,221 \text{ N}$$

VSÚ:

I. $x \in < 0; a >: M_{oI}(x) = R_{Ay} \cdot x$

$$M_{oI}(0) = 0 \text{ N.mm} \qquad M_{oI}(a) = -715993,202 \text{ N.mm}$$

II. $x \in < a; b >: M_{oII}(x) = R_{Ay} \cdot x - F_{r6} \cdot (x - a) + F_{a6} \cdot \frac{d_6}{2}$

$$M_{oII}(a) = 113601,383 \text{ N.mm} \qquad M_{oII}(b) = 0 \text{ N.mm}$$

Rovina XZ:

Vypočet reakcí: $R_{Az} + R_{Bz} - F_{t6} + F_{\check{r}} = 0 \rightarrow R_{Az} = 4861,012 \text{ N}$

$$-F_{t6} \cdot a + R_{Bz} \cdot b + F_{\check{r}} \cdot c = 0 \rightarrow R_{Bz} = -2762,239 \text{ N}$$

VSÚ:

I. $x \in < 0; a >: M_{oI}(x) = R_{Az} \cdot x$

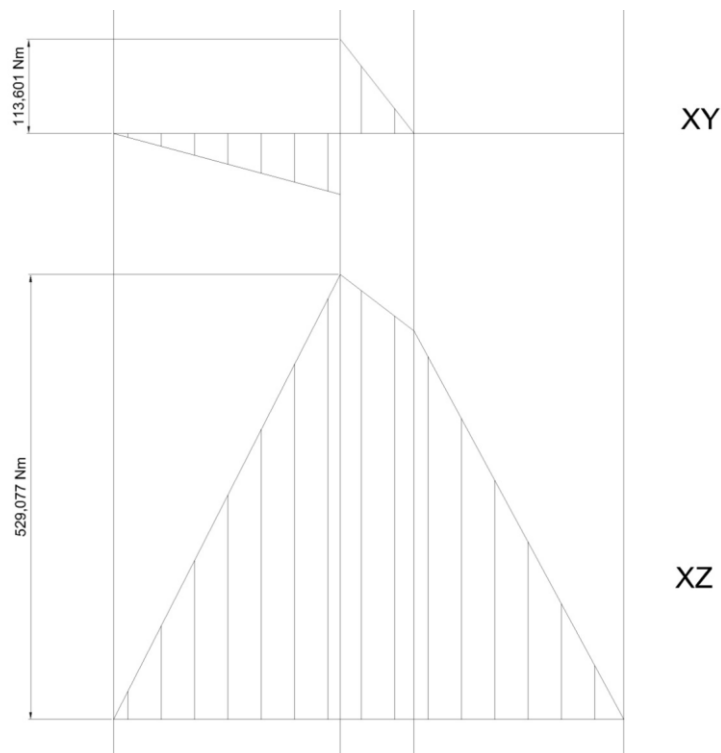
$$M_{oI}(0) = 0 \text{ N.mm} \qquad M_{oI}(a) = 529,077,407 \text{ N.mm}$$

$$II. x \in \langle a; b \rangle: M_{oII}(x) = R_{AZ} \cdot x - F_{t6} \cdot (x - a)$$

$$M_{oII}(a) = 529077,407 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{oII}(b) = 459283,467 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

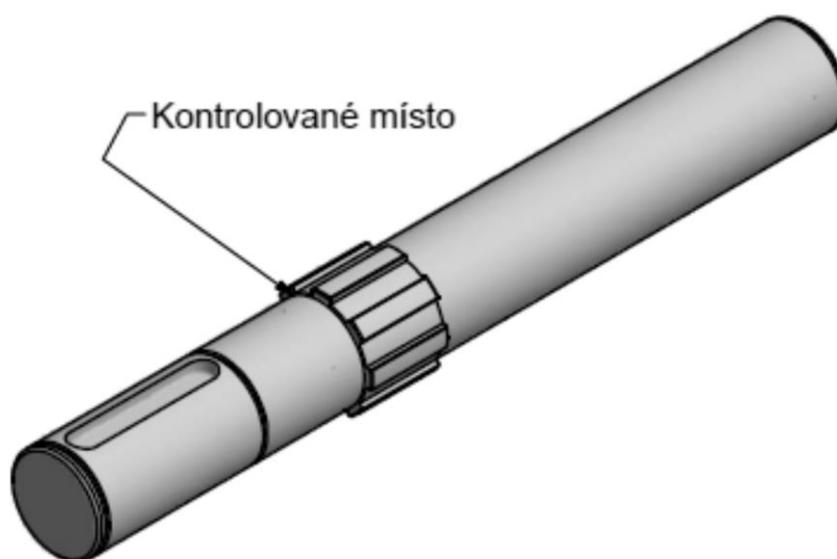
$$III. x \in \langle b; c \rangle: M_{oIII}(x) = R_{AZ} \cdot x - F_{t6} \cdot (x - a) + R_{BZ} \cdot (x - b)$$

$$M_{oIII}(b) = 459283,467 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad M_{oIII}(c) = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Graf 4.5 Ohybový moment zatěžující třetí hřídel při první variantě zapojení

4.6.9 Pevnostní kontrola 1. hřídele



Obr. 4.8 Zobrazení prvního hřídele s vyznačeným místem kontroly

Místo s největší pravděpodobností vzniku praskliny bude v místě osazení, jak je zřejmé z obrázku 4.8. Za souřadnici tedy dosadíme $x = 40,75 \text{ mm}$, která bude měřena od místa podpěry na straně osazení s drážkováním. Dosazením do příslušných rovnic ohybového momentu získám:

$$\text{Ohybový moment: } M_{oII XY} = -149376,02 \text{ N.mm}, M_{oII XZ} = -107774,392 \text{ N.mm}$$

$$\text{Výsledný ohybový moment: } M_o = \sqrt{M_{oII XY}^2 + M_{oII XZ}^2} = 184196,946 \text{ N.mm}$$

$$\text{Napětí v ohybu: } \sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} = 43,76 \text{ MPa}$$

$$\text{Mez únavy v ohybu: } \sigma_{co}^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot \eta \cdot \nu}{\beta} = 82,863 \text{ MPa}$$

$$\text{Součinitele určené z STT [3]: } R_m = 600 \text{ MPa}, \eta = 0,83, \nu = 0,89, \beta = 2,3$$

$$\text{Bezpečnost v ohybu: } k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = 1,89$$

$$\text{Napětí v krutu: } \tau_k = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot d^3} = 34,724 \text{ MPa}$$

$$\text{Mez kluzu v krutu: } \tau_{kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = 199,186 \text{ MPa}$$

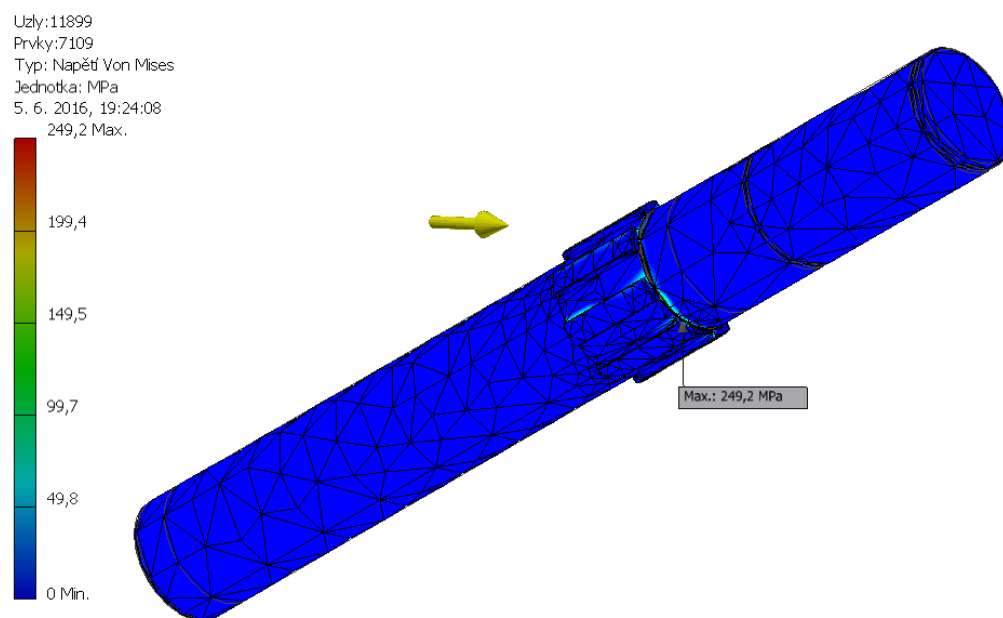
$$\text{Bezpečnost v krutu: } k_\tau = \frac{\tau_{kl}}{\tau_k} = 5,74$$

$$\text{Celková bezpečnost prvního hřídele: } k = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = 1,8$$

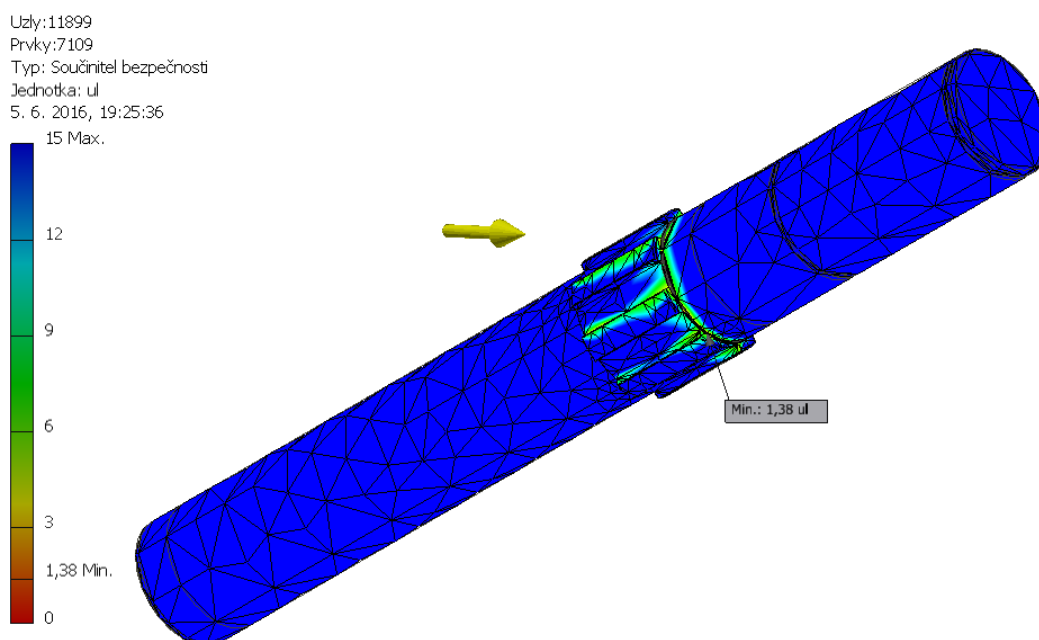
Kontrola 1. hřídele pomocí metody MKP

Abych ověřil správnost pevnostního výpočtu hřídele provedeného výše, rozhodl jsem se využít analýzy MKP. Jelikož se jedná o kontrolní výpočet pro porovnání výsledků, provedl jsem analýzu pouze prvního hřídele. K jejímu vytvoření jsem využil nástroj, který je součástí programu Autodesk Inventor 2016. Vzhledem k tomu, že celý model převodovky byl vytvořen v tomto programu, mohl jsem vynechat krok vytváření nebo převádění modelu pro použití v jiném softwaru. Další výhodou je možnost automatického generování sítě, kterého jsem využil s úpravou hustoty uzlů v místech očekávaného největšího zatížení. Na obrázku 4.9 níže je zachycen výsledek analýzy napětí a na obrázku 4.10 analýzy součinitele bezpečnosti. Ten vyšel menší oproti ručnímu výpočtu a to

s hodnotou 1,38. Tato odchylka může být způsobena vyšší přesností metody MKP, kdy při ručním výpočtu mohly být nepřesně odečteny koeficienty vrubu z grafů. I přes odchylku obou metod výpočtů ovšem oba výsledky splňují podmínky pro shledání hřídele jako vyhovujícího.

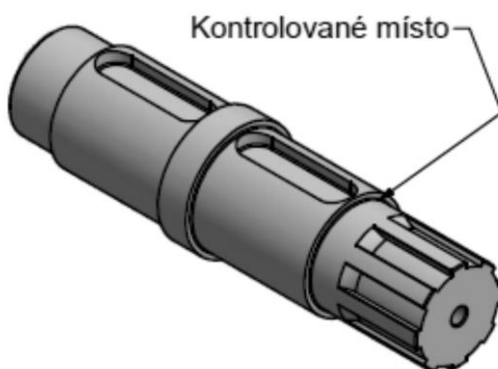


Obr. 4.9 Výsledek pevnostní analýzy napětí prvního hřídele



Obr. 4.10 Výsledek pevnostní analýzy součinitele bezpečnosti prvního hřídele

4.6.10 Pevnostní kontrola 2. hřídele



Obr. 4.11 Zobrazení druhého hřídele s vyznačeným místem kontroly

Místo s největší pravděpodobností vzniku praskliny bude v místě osazení, jak je zřejmé z obrázku 4.9. Kontrolu provádíme při zařazeném rychlejší převodu, protože při této konfiguraci působí na nejrizikovější místo hřídele největší ohybový moment. Za souřadnici tedy dosadíme $x = 42,504 \text{ mm}$, která je měřena od působíště sil kuželového kola uloženého na drážkování. Dosazením do příslušných rovnic ohybového momentu získám:

Ohybový moment: $M_{oII XY} = -189569,08 \text{ N} \cdot \text{mm}$, $M_{oII XZ} = -107045,46 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Výsledný ohybový moment: $M_o = \sqrt{M_{oII XY}^2 + M_{oII XZ}^2} = 217704,31 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Napětí v ohybu: $\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} = 34,65 \text{ MPa}$

Mez únavy v ohybu: $\sigma_{co}^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot \eta \cdot \nu}{\beta} = 79,14 \text{ MPa}$

Součinitele určené z STT [3]: $R_m = 600 \text{ MPa}$, $\eta = 0,83$, $\nu = 0,85$, $\beta = 2,3$

Bezpečnost v ohybu: $k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = 2,28$

Napětí v krutu: $\tau_k = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot d^3} = 29,5 \text{ MPa}$

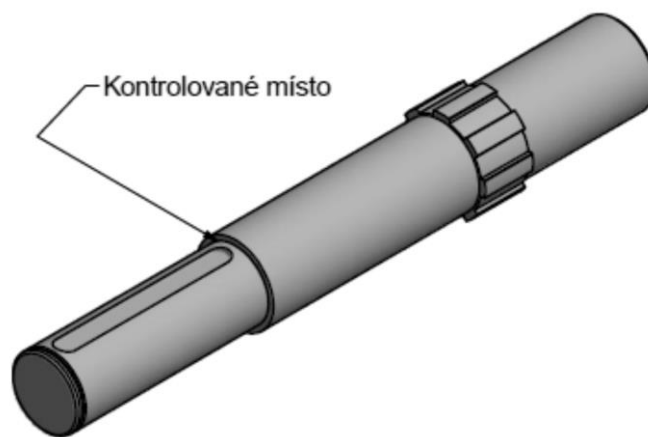
Mez kluzu v krutu: $\tau_{kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = 199,186 \text{ MPa}$

Bezpečnost v krutu: $k_\tau = \frac{\tau_{kl}}{\tau_k} = 6,75$

Celková bezpečnost prvního hřídele: $k = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = 2,16$

U tohoto hřídele vyšla poněkud vyšší bezpečnost z důvodu použití spojení náboje s hřídelem pery, tudíž nutnosti zvětšení průměru za účelem zvýšení únosnosti per.

4.6.11 Pevnostní kontrola 3. hřídele



Obr. 4.12 Zobrazení druhého hřídele s vyznačeným místem kontroly

Místo s největší pravděpodobností vzniku praskliny bude v místě osazení, jak je zřejmé z obrázku 4.10. Kontrolu provádíme pro situaci při zapojeném alternativním převodu, kdy je zatížení hřídele větší. Za souřadnici tedy dosadíme $x = 192,358 \text{ mm}$, která je měřena od uložení v ložisku na opačném konci hřídele. Dosazením do příslušných rovnic ohybového momentu získáme:

Ohybový moment: $M_{oIII XY} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$, $M_{oIII XZ} = 224770 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Výsledný ohybový moment: $M_o = \sqrt{M_{oIII XY}^2 + M_{oIII XZ}^2} = 224770 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Napětí v ohybu: $\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} = 53,4 \text{ MPa}$

Mez únavy v ohybu: $\sigma_{co}^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot \eta \cdot \nu}{\beta} = 83,79 \text{ MPa}$

Součinitele určené z STT [3]: $R_m = 600 \text{ MPa}$, $\eta = 0,83$, $\nu = 0,9$, $\beta = 2,3$

Bezpečnost v ohybu: $k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = 1,57$

Napětí v krutu: $\tau_k = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot d^3} = 66,33 \text{ MPa}$

$$\text{Mez kluzu v krutu: } \tau_{kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = 199,186 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost v krutu: } k_\tau = \frac{\tau_{kl}}{\tau_k} = 3$$

$$\text{Celková bezpečnost třetího hřídele: } k = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = 1,39$$

4.6.12 Ložiska

Pro menší množství položek náhradních dílů jsem vždy pro jednu hřídel volil jeden typ ložiska. S ohledem na konstrukci převodovky a průměry hřídelů, jsem nakonec docílil pouze dvou použitých typů ložisek v celé převodovce. Vzhledem k různým velikostem zatěžujících sil i otáček jednotlivých ložisek je zřejmé, že některá ložiska jsou silně naddimenzovaná a k jejich opotřebení dojde za mnohem delší dobu než u jiných. Tato skutečnost může být zohledněna například v servisní příručce, kde bude poznamenáno s jakou frekvencí které ložisko vyměnit.

S ohledem na velké axiální síly vzniklé šikmými ozubeními jsem volil všechna ložiska kuželíková. Jedná se o ložiska s čárovým stykem s vysokou únosností. [1] a [12]

Hřídel 1

Pro tuto hřídel jsem zvolil ložisko z katalogu SKF - ČSN 02 4720 30207

$$\text{parametry ložiska: } C = 51,2 \text{ kN}, \alpha_l = 14,04^\circ, p = \frac{10}{3}$$

Na ložisko bude působit síla R_A , která vznikla jako výslednice sil v podpěře A a její

$$\text{velikost je větší než v podpěře B: } R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 5059,934 \text{ N}$$

Od kuželového kola s šikmými zuby na ložisko působí i axiální zatížení:

$$F_{a1} = 3026,202 \text{ N}$$

Otáčky hřídele 1 jsou stejné jako vstupní: $n_1 = 1470 \text{ min}^{-1}$

Kontrolní výpočet ložiska: $e = 1,5 \cdot \tan \alpha = 1,5 \cdot \tan 14,04 = 0,375$

$$\frac{F_{a1}}{R_A} = 0,598 > 0,375$$

$$X = 0,4, Y = 0,4 \cdot \cot \alpha = 1,6$$

$$P_l = X \cdot R_A + Y \cdot F_{a1} = 6865,897 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_l}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 9124 \text{ h} - \text{vyhovuje}$$

Hřídele 2 a 3

V tomto případě jsem zvolil ložisko z katalogu SKF - ČSN 02 4720 32008. Toto ložisko bude použito jak na hřídeli 2 tak i 3.

parametry ložiska: $C = 52,8 \text{ kN}$, $\alpha_l = 14,17^\circ$, $p = \frac{10}{3}$

Největší radiální síla působící na ložisko bude při alternativním zapojení na hřídeli 2 v

$$\text{bodě B: } R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 6168,58 \text{ N}$$

Od kuželového kola s šikmými zuby a čelního kola s šikmými zuby na ložisko působí i

$$\text{axiální zatížení: } F_{AX} = F_{a5} - F_{a2} = 1848,79 \text{ N}$$

Otáčky hřídele 2 jsou: $n_1 = 1136,012 \text{ min}^{-1}$

Kontrolní výpočet ložiska: $e = 1,5 \cdot \tan \alpha = 0,379$

$$\frac{F_{AX}}{R_B} = 0,3 < 0,375$$

$$X = 1, Y = 0$$

$$P_l = X \cdot R_B + Y \cdot F_{AX} = 6168,58 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_l}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 18820 \text{ h} - \text{vyhovuje}$$

4.6.13 Spojení náboje a hřídele

Přenos kroutícího momentu mezi hřídelem a nábojem, v tomto případě ozubeným kolem, je možné zajistit několika způsoby. Mezi ty patří nalisování, spojení perem, drážkováním nebo například lepení. Každý z těchto způsobů má své výhody i nevýhody ať už ve velikosti přenášeného momentu, náročnosti výroby nebo třeba postup montáže a demontáže. V této převodovce je vzhledem k vysokým hodnotám kroutících momentů použito spojení perem nebo rovnoboké drážkování. [1]

Hřídel 1

Na tomto hřídeli je použito jak rovnoboké drážkování, tak i spojení perem. Spoj perem je použit na vstupu do převodovky pro připojení spojky a drážkování pro přenos kroutícího momentu na kuželové kolo.

Spojení perem:

$$l_p = \frac{4 \cdot M_{k1} \cdot k}{h \cdot p_D \cdot d}$$

$$k = 1,2$$

Vstupní parametry spojení perem: $d = 35 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $b = 10 \text{ mm}$, $p_D = 120 \text{ MPa}$, $\tau_D(\text{ČSN 11 600}) = 105 \text{ MPa}$

Vypočtená hodnota minimální účinné délky pera: $l_p = 41,76 \text{ mm}$, z toho vyplývá nejbližší vyšší délka pera: $l = l_p + b = 51,76 \rightarrow l = 56 \text{ mm}$.

Zvolené pero tedy bude PERO 10e7 x 8 x 56 ČSN 02 2562.

Toto pero ještě zkontroluji na smykové napětí: $\tau = \frac{2 \cdot M_{k1}}{b \cdot l_p \cdot d} = 36,31 \text{ MPa} < \tau_D - \text{vyhovuje}$

Rovnoboké drážkování:

Jelikož je drážkování vzhledem k rozměru kola zřejmě dostatečně dlouhé, tak ho rovnou kontroluji na otláčení. Jedná se o drážkování ČSN ISO 14 36g7 x 40a11 x 7f7.

Rozměry drážkování: $D = 40 \text{ mm}$, $d = 36 \text{ mm}$, $B = 7 \text{ mm}$, $N = 8$, $l = 30 \text{ mm}$, $f = 0,2 \text{ mm}$, $p_D = 120 \text{ MPa}$

Předpokládám, že vlivem nepřesností je v záběru pouze $\frac{3}{4}$ drážek.

Účinná jednotková plocha drážkování náboje: $f' = \frac{3}{4} \cdot N \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) = 9,6 \text{ mm}$

Tlak působící na drážkování: $p = \frac{4 \cdot M_{k1}}{(D+d) \cdot f' \cdot l} = 53,4 \text{ MPa} < p_D - \text{vyhovuje}$

Hřídel 2

Na tomto hřídeli je opět jak drážkování, tak dvě spojení perem. Pera jsou obě na stejném průměru, tudíž budu moci zvolit obě shodná.

Spojení perem:

$$l_p = \frac{4 \cdot M_{k2} \cdot k}{h \cdot p_D \cdot d}$$

$$k = 1,2$$

Vstupní parametry spojení perem: $d = 45 \text{ mm}$, $h = 9 \text{ mm}$, $b = 14 \text{ mm}$, $p_D = 120 \text{ MPa}$, $\tau_D(\text{ČSN 11 600}) = 105 \text{ MPa}$

Vypočtená hodnota minimální účinné délky pera: $l_p = 36,61 \text{ mm}$, z toho vyplývá nejbližší vyšší délka pera: $l = l_p + b = 50,61 \rightarrow l = 56 \text{ mm}$.

Zvolené pero tedy bude PERO 14e7 x 9 x 56 ČSN 02 2562.

Toto pero ještě zkontroluji na smykové napětí: $\tau = \frac{2 \cdot M_{k2}}{b \cdot l_p \cdot d} = 28,02 \text{ MPa} < \tau_D - \text{vyhovuje}$

Rovnoboké drážkování:

Jelikož je drážkování vzhledem k rozměru kola zřejmě dostatečně dlouhé, tak ho rovnou kontroluji na otláčení. Jedná se o drážkování ČSN ISO 14 36g7 x 40a11 x 7f7.

Rozměry drážkování: $D = 40 \text{ mm}$, $d = 36 \text{ mm}$, $B = 7 \text{ mm}$, $N = 8$, $l = 28,8 \text{ mm}$, $f = 0,2 \text{ mm}$, $p_D = 120 \text{ MPa}$, $\tau_D(\text{ČSN 11 600}) = 105 \text{ MPa}$

Předpokládám, že vlivem nepřesností je v záběru pouze $\frac{3}{4}$ drážek.

Účinná jednotková plocha drážkování náboje: $f' = \frac{3}{4} \cdot N \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) = 9,6 \text{ mm}$

Tlak působící na drážkování: $p = \frac{4 \cdot M_{k2}}{(D+d) \cdot f' \cdot l} = 70,57 \text{ MPa} < p_D - \text{vyhovuje}$

Hřídel 3

Na tomto hřídeli je opět jak drážkování, tak spojení perem. Oba druhy spojení kontroluji pro případ zařazeného alternativního převodu, kdy je krouticí moment podstatně větší.

Spojení perem:

$$l_p = \frac{4 \cdot M_{k3A} \cdot k}{h \cdot p_D \cdot d}$$

$$k = 1,2$$

Vstupní parametry spojení perem: $d = 35 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $b = 10 \text{ mm}$, $p_D = 120 \text{ MPa}$

Vypočtená hodnota minimální účinné délky pera: $l_p = 79,78 \text{ mm}$, z toho vyplývá nejbližší vyšší délka pera: $l = l_p + b = 89,78 \rightarrow l = 90 \text{ mm}$

Zvolené pero tedy bude PERO 10e7 x 8 x 90 ČSN 02 2562.

Toto pero ještě zkontroluji na smykové napětí: $\tau = \frac{2 \cdot M_{k3A}}{b \cdot l_p \cdot d} = 39,9 \text{ MPa} < \tau_D$ – *vyhovuje*

Rovnoboké drážkování:

Jelikož je drážkování vzhledem k rozměru jádra synchronu zřejmě dostatečně dlouhé, tak ho rovnou kontroluji na otláčení. Jedná se o drážkování ČSN ISO 14 42g7 x 46a11 x 8f7.

Rozměry drážkování: $D = 46 \text{ mm}$, $d = 42 \text{ mm}$, $B = 8 \text{ mm}$, $N = 8$, $l = 25 \text{ mm}$,
 $f = 0,2 \text{ mm}$, $p_D = 120 \text{ MPa}$

Předpokládám, že vlivem nepřesností je v záběru pouze $\frac{3}{4}$ drážek.

Účinná jednotková plocha drážkování náboje: $f' = \frac{3}{4} \cdot N \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) = 9,6 \text{ mm}$

Tlak působící na drážkování: $p = \frac{4 \cdot M_{k3A}}{(D+d) \cdot f' \cdot l} = 105,75 \text{ MPa} < p_D$ – *vyhovuje*

Synchronní spojka

Pro definitivní určení rozměrů použité synchronní spojky musíme určit i minimální záběrovou délku ozubení přenášejícího kroutící moment. Opět počítáme pouze pro alternativní převod, kdy je kroutící moment největší.

Rovnoboké drážkování:

Jedná se o rovnoboké drážkování 36 x 82g7 x 88a11 x 3,5f7.

Znamé parametry drážkování: $D = 88 \text{ mm}$, $d = 82 \text{ mm}$, $B = 3,5 \text{ mm}$, $N = 36$,
 $f = 0,2 \text{ mm}$, $p_D = 120 \text{ MPa}$

Předpokládám, že vlivem nepřesností je v záběru pouze $\frac{3}{4}$ drážek.

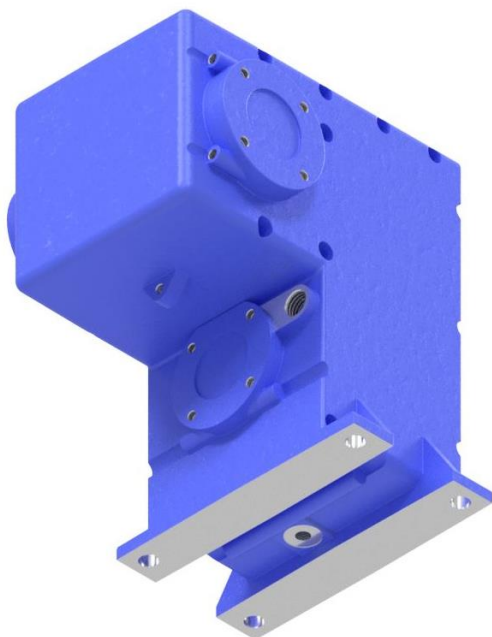
Účinná jednotková plocha drážkování náboje: $f' = \frac{3}{4} \cdot N \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) = 70,2 \text{ mm}$

Minimální činná délka drážkování: $l = \frac{4 \cdot M_{k3A}}{(D+d) \cdot f' \cdot p_D} = 1,56 \text{ mm}$

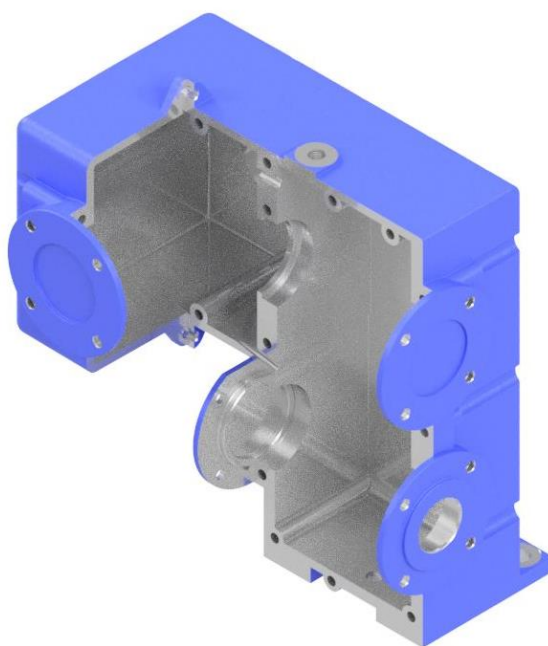
Na jádru spojky dochází k situaci, kdy je použitelných zubů pouze $N = 33$ kvůli uložení přítláčných tělísek. Pro tento případ by bylo $f' = 64,35 \text{ mm}$ a činná délka by poté vyšla $l = 1,7 \text{ mm}$. Tato podmínka vzhledem k šířce jádra a řadicí objímky synchronu bude vždy dodržena.

4.6.14 Převodová skříň

Po kompletním návrhu a kontrole všech komponent převodovky je nutné navrhnout konstrukci vhodné převodové skříně. Pro její výrobu jsem zvolil technologii odlévání z lehké, ale pevné hliníkové slitiny ČSN 424331 [16]. Skříň se skládá ze dvou hlavních částí, které jsou v základu zrcadlené v dělicí rovině převodovky. Rozdíly jsou znatelné až při obrobení, v jedné části vzniknou průchozí otvory, v druhé otvory se závitem. Třetí díl je již menší a jeho tvar je odlišný od dvou předešlých. Nutnost tří dílů vychází z velikosti ozubených kol, kdy by například pastorek kuželových kol neprošel otvorem pro ložisko. Při návrhu skříně byla dodržena technologičnost konstrukce, jako jsou technologické úkosity, zaoblení nebo přípustný poměr tloušťky stěn. Všechny tři díly jsou vyrobitelné pouze dvoudílnou formou. Pro vymezení polohy hřídelů v převodovce jsou součástí skříně i víčka, která byla také odlita a poté obrobena a jsou ze stejného materiálu jako celá skříň. [10]



Obr. 4.13 Celkový pohled na převodovou skříň



Obr. 4.14 Částečný pohled do vnitřního prostoru převodové skříně

4.6.15 Náplň převodovky

Náplň převodovky bude sahat po ozubení nejvýše položeného kola. Bude tak potřeba přibližně 8,5 litru převodového oleje. Na trhu je spousta výrobců, můžeme tak vybírat například z nabídky Paramo, Castrol nebo Mogul. Hmotnost tohoto množství oleje bude přibližně 7 kg, celková hmotnost převodovky i s náplní tak bude asi 45 kg. Naplnění a vypuštění oleje je prováděno zátkami umístěnými v tělese skříně. Lepšímu zatečení oleje do všech prostorů skříně pomůžou dva odlité kanálky.

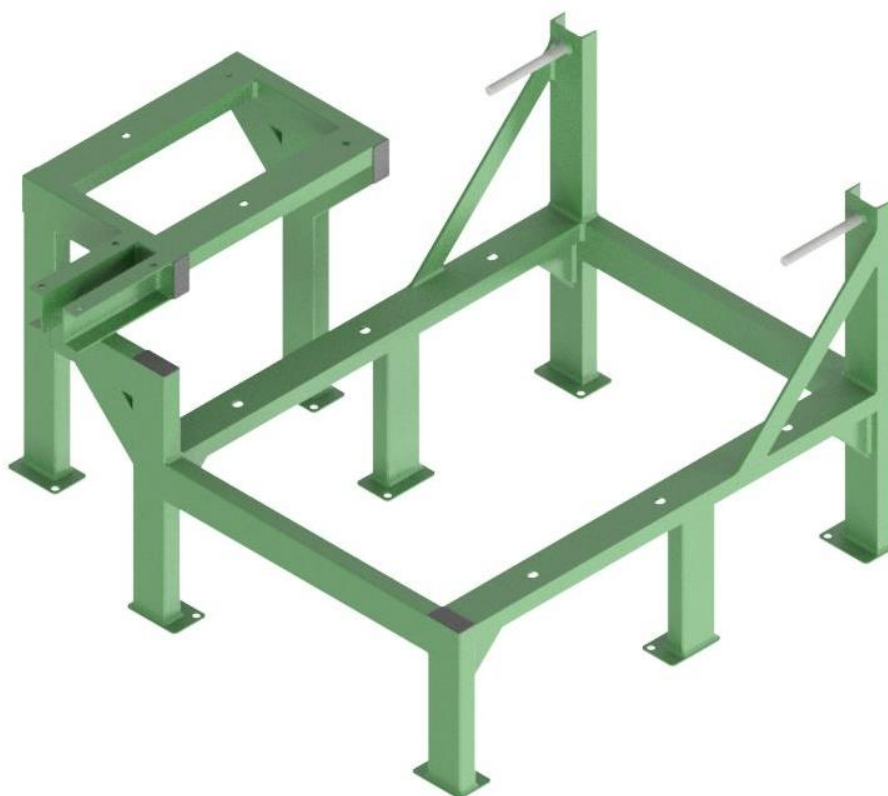
4.6.16 Montáž převodovky

Smontování převodovky je provedeno zápusťnými šrouby s vnitřním šestihranem, v jednom případě je použita matice. Všechny šrouby jsou stejné velikosti šestihranu, tudíž lze kompletní demontáž převodovky při její revizi provést jedním imbusovým a jedním stranovým klíčem.

4.7 Návrh rámu

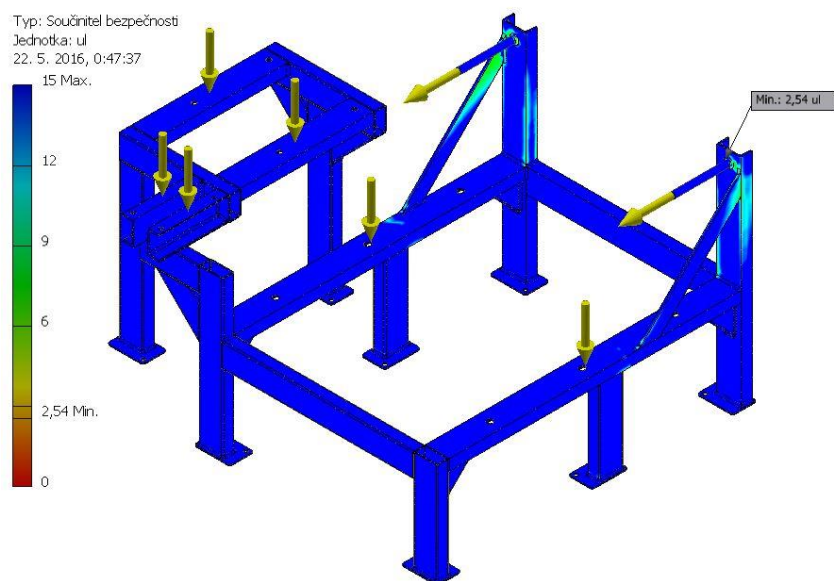
Ze zadání bakalářské práce plyne, že navržený rám musí být svařenec. Toto řešení je nejjednodušší a vzhledem k široké nabídce válcovaných nebo svařovaných profilů se nabízí mnoho možností jak ke konstrukci rámu přikročit. Protože jak drtič, tak použitý motor mají vysokou hmotnost (drtič 900 kg, motor 300 kg) a i síla od předpětí má nezanedbatelnou hodnotu, je nutné použít profily větších rozměrů. Další hledisko, které je

nutné vzít v potaz je připevňování komponent stroje k rámu. Všechny díly budou přišroubované, proto není vhodné použít duté profily kvůli riziku zborcení profilu. Po zvážení všech těchto okolností jsem zvolil pro stojiny a podpěry profil OBD 100 x 50 x 3 z uhlíkové konstrukční ocele ČSN 11 373 a pro ostatní umístění profil U 100 ze stejného materiálu.

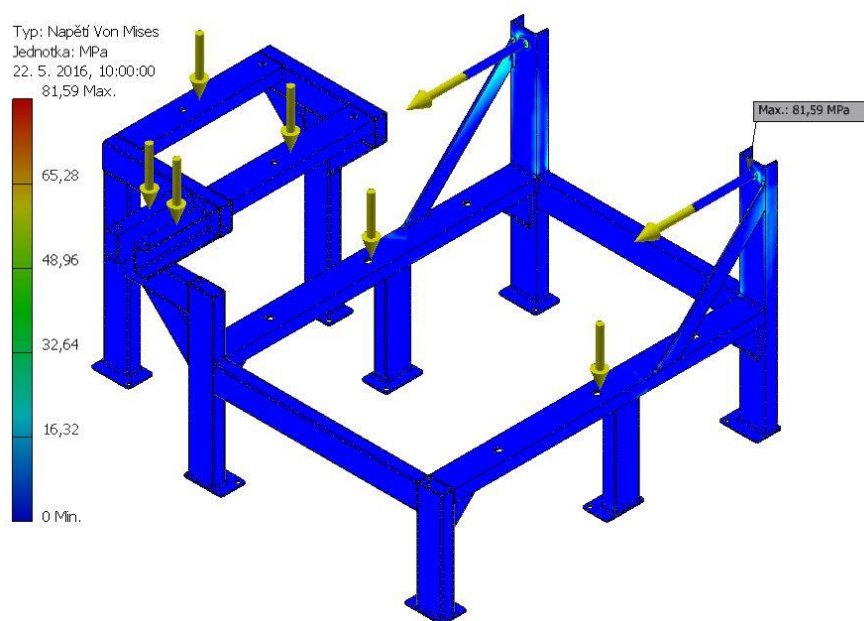


Obr. 4.15 Pohled na svařenec rámu

Jak už bylo zmíněno, na rám bude působit celkem vysoké statické zatížení vznikající velkou hmotností komponent. Za chodu drtiče, kdy dochází k silným vibracím, se ovšem přidá i zatížení dynamické. Z těchto důvodů jsem se rozhodl celý svařenec rámu zkontrolovat z hlediska pevnosti. Jelikož konstrukce rámu je složitá na počítání „v ruce“, zvolil jsem metodu MKP v programu Autodesk Inventor 2016. Do sestavy jsem zadal všechna zatížení statická a jako minimální bezpečnost určil hodnotu 2,5. Dosažením této bezpečnosti ve statické zatížení bude zajištěna únosnost i v zatížení dynamickém. Po několika úpravách konstrukce nakonec bylo dosaženo minimální bezpečnosti 2,54. Výsledky metody MKP jsou zachyceny níže.



Obr. 4.16 Simulace součinitele bezpečnosti rámu získaná metodou MKP

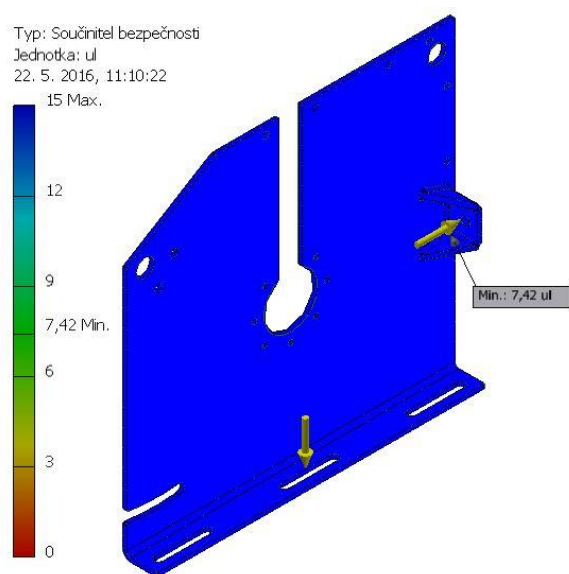


Obr. 4.17 Simulace napětí rámu získaná metodou MKP

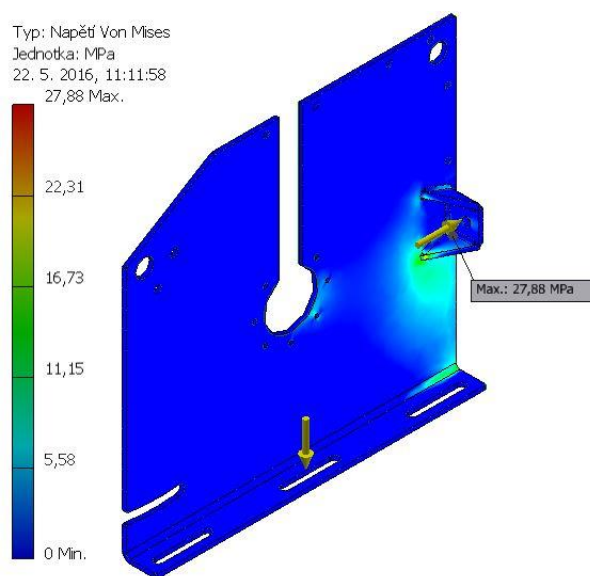
4.8 Mechanismus napínání

Protože pro přenos kroutícího momentu mezi převodovkou a drtičem byl zvolen řemenový převod, je nutno do konstrukce stroje zařadit i napínací mechanismus. Ten jsem navrhl podle svých zkušeností s napínáním pásových dopravníků pomocí dvou závitových tyčí. Ty jsou pevně přivařeny k rámu a na rám drtiče jsou dodatečně přivařena dvě oka. Po sesazení závitových tyčí a ok do sebe a zajištění maticemi s podložkami z obou stran bude možnost dotahováním nebo případným povolováním měnit napětí řemene. Optimální

předpětí bude možno měřit například tužkovým měřičem ziskatelného u dodavatele řemene. Pro zajištění polohy drtiče po dosažení požadovaného napětí řemene je mezi rámem drtiče a nosným rámem šest šroubových spojů, které se po montáži dotáhnou a tím dojde k ustavení drtiče i řemenového převodu. Jelikož na oka přivařená k rámu drtiče bude působit zatížení v řádech tisíců newtonů, je vhodné provést kontrolu MKP i pro místo svaru mezi drtičem a okem. Výsledek této kontroly je zobrazen níže na obrázcích 4.16 a 4.17. Vzhledem ke složitosti sestavy drtiče jsem volil postup jednodušší, pouze se sestavou rámu a oka, s vymezením zbylých směrů okrajovými podmínkami. [4]



Obr. 4.18 Simulace součinitele bezpečnosti oka získaná metodou MKP



Obr. 4.19 Simulace napětí oka získaná metodou MKP

4.9 Ekonomické zhodnocení navrženého řešení

K vytvoření řešení navrženého a popsaného v kapitole byly použity prvky zařaditelné do třech podskupin. První z nich jsou součásti normalizované a snadno dostupné u dodavatelů strojních součástí. Cena těchto dílů je běžně zjistitelná a můžeme tudíž vybírat z nejvýhodnější nabídky. Druhá skupina jsou díly vyrobitelné konvenčními a nekonvenčními metodami obrábění. Mezi tyto díly patří prvky vypalované laserem z plechu a případně ohraněné, nebo díly jako hřídele, které jsou snadno vyrobitelné na CNC obráběcích centrech díky zapojení počítačů do výroby. Cena těchto součástí již bude poměrně vyšší než u první skupiny, ale stále je na výběr z široké škály dodavatelů a případných variant výroby. Třetí a pro výrobu nejnáročnější skupina zahrnuje všechna ozubená kola a díly použité pro výrobu skříně. Výroba ozubených kol je náročná z několika důvodů. Postupně to jsou požadavky na kvalitu materiálu, výroba nebo odlití

polotovaru, jeho velice přesné a mnohdy náročné obrábění, povrchová úprava ozubení pro dosažení požadovaných vlastností a nakonec příprava kol pro použití jejich zabíháním. Výroba skříně má taktéž několik náročných kroků. Prvním z nich je již příprava veškerých podkladů pro přípravu modelu a formy. Následuje výroba modelu a formy, případně potřebných jader pro odlévání. Po odlití všech dílů skříně přijde na řadu ještě nutné obrobení funkčních ploch, které je například u uložení pro ložiska velice náročné z nutnosti dodržení souososti všech otvorů. Z těchto výše uvedených požadavků je zřejmé, že cena ozubených kol i skříně lze jen těžko určit a bude se odvíjet od konkrétní nabídky firem schopných vyrobit a dodat tyto součásti. V tabulce 4.5 jsou uvedeny ceny nakupovaného materiálu pro přibližné stanovení ceny pohonné jednotky.

Tab. 4.5 Výčet cen nakupovaného materiálu a součástí

<i>Součást/materiál</i>	<i>Cena [Kč]</i>
<i>Elektromotor NORD 225M/4</i>	<i>44 884</i>
<i>Elektromagnetická spojka ELS 40</i>	<i>7 800</i>
<i>Řemen SKF PHG 1750-14M-115</i>	<i>8 500</i>
<i>Řemenice SKF PHP 64-14M-115RSB</i>	<i>6 300</i>
<i>Řemenice SKF PHP 95-14M-115RSB</i>	<i>8 300</i>
<i>Pneumatický válec 10201 60 00 032 050</i>	<i>1 335</i>
<i>Ložiska a gufera</i>	<i>1 940</i>
<i>Spojovací materiál</i>	<i>500</i>
<i>Nadproudová ochrana</i>	<i>2 500</i>
<i>Hutní materiál</i>	<i>2 450</i>
<i>Celkem</i>	<i>84 479</i>

Výčtem cen nakupovaných součástí pro pohonnou jednotku drtiče jsme se dostali na částku 84 479 Kč. Tato částka bude ještě navýšena například o vynaloženou práci, náklady na provoz dílny nebo použití náradí. Další položky chybějící v tabulce 4.5 jsou ozubená kola a díly skříně. Připočítáním všech zmíněných položek by cena pohonné jednotky vystoupala o několik desítek tisíc. Oproti jiným řešením je tato částka vyšší případně obdobná například pro sériové převodky. S přihlédnutím k výhodám a vlastnostem, které navržené řešení přináší a především celkové ceně drtiče, která se pohybuje přibližně okolo 500 000 Kč, je částka odpovídající.

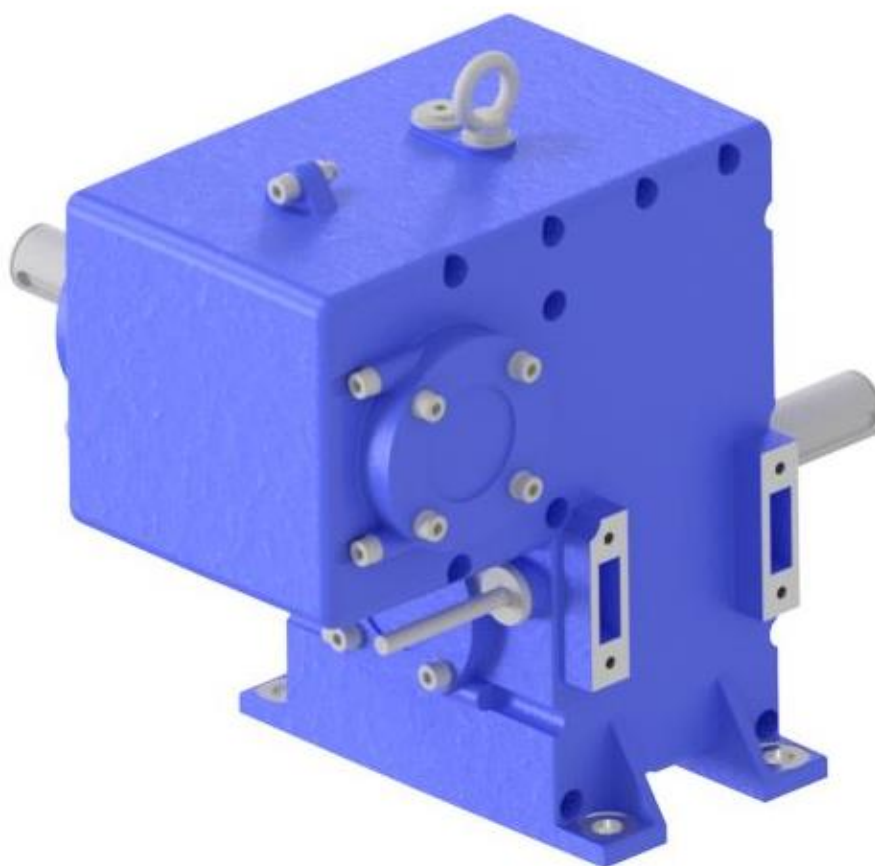
5 Závěr

Cílem této práce bylo zkonstruovat pohonnou jednotku pro kladívkový drtič rašeliny. Návrh vychází ze zadanych parametrů, mezi které řadíme vstupní otáčky do drtiče, potřebný příkon, nebo životnost stroje. Jelikož se jedná o skutečně vyráběný drtič, byly tyto parametry zadány jeho výrobcem.

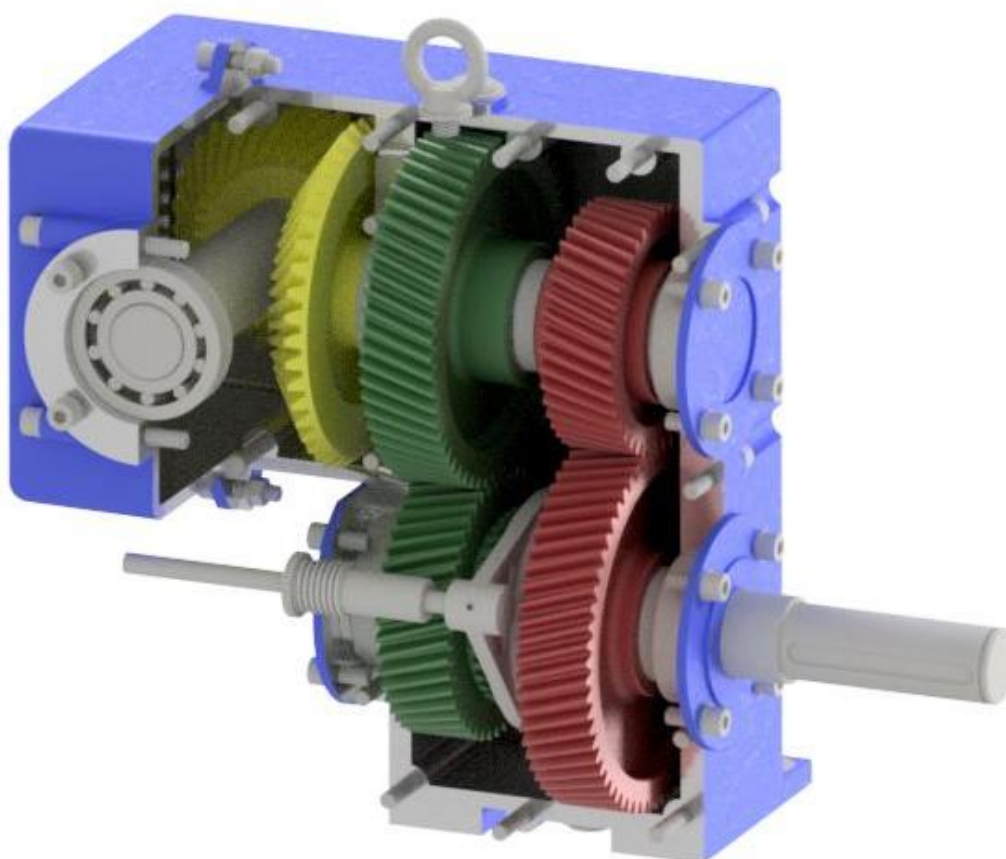
Před započítáním samotného návrhu bylo nutné zjistit a popsat všechny možné varianty pohánění strojů podobného typu. Jejich kombinací a případnou úpravou jsem následně přešel k samotné konstrukci mého návrhu. Po předběžném načrtnutí celé sestavy jsem ze zadaného výkonu vybral nejvhodnější elektromotor od firmy NORD. Dle výstupních parametrů motoru již bylo možné určit vstupní krouticí moment do celé pohonné jednotky a proto dalším krokem byla volba spojky. Z nabídky dostupných řešení a při zohlednění všech nároků se jako nejvhodnější řešení jevila elektromagnetická lamelová spojka. Ta dokáže přenést požadovaný krouticí moment a zároveň je téměř okamžitě rozpojitelná i za chodu motoru. Dále bylo nutné určit způsob řazení alternativního převodu. To je zajištěno synchronní spojkou, ovládanou pneumatickým válcem. Signál pro přeřazení rychlostních stupňů vychází z proudové ochrany elektromotoru umístěné v rozvaděči. Posledním krokem před konstrukcí samotné převodovky byl návrh řemenového převodu. S ohledem na výhody a parametry pohonné jednotky jsem se rozhodl pro ozubený řemen a jeho výpočet provedl dle katalogu výrobce.

Po návrhu všech potřebných částí jednotky jsem přešel k samotné převodovce a stejně jako u celé jednotky jsem načrtl předběžně její rozvržení. Nejprve jsem rozdělil převodové poměry a předběžně tak určil velikosti jednotlivých soukolí. V dalších krocích následovala volba materiálu ozubení, návrh modulu, výpočet geometrie, silových poměrů a pevnostní kontrola ozubení dle ČSN 01 4686 pro každé jednotlivé soukolí. Všechna soukolí jsou volena se šikmými zuby a v převodovce je pro lepší využití prostoru zařazeno i soukolí kuželové. Když jsem znal všechny rozměry soukolí, uspořádal jsem je s co největším využitím prostoru, určil místa uložení, spočítal reakce v nich a určil vnitřní statické účinky, především ohybový moment. Podle vypočtených reakcí a otáček jednotlivých hřídelů jsem ověřil životnost navržených ložisek. Vzhledem k vysokým axiální zátěžením způsobených šikmými ozubeními jsem volil ložiska kuželíková, která mají vyšší únosnost. Pro spojení nábojů kol s hřídeli jsem zvolil těsná pera nebo rovnoboké drážkování, i tato část je ověřena výpočtem. Určením vnitřních průměrů ložisek a velikostí spojení perem a drážkováním je značně ovlivněn i návrh hřídelí. Ty jsem konstruoval s ohledem na co

nejsnazší a nejefektivnější výrobu. V případě, že nebylo vymezení některé součásti zajistit tvarem hřídele, využil jsem vymezení distančními kroužky. Protože při chodu stroje bude docházet k dynamickému namáhání hřídelů, bylo nutné i tyto součásti zkontrolovat z hlediska pevnosti. Na každém hřídeli jsem určil místo s největším rizikem vzniku praskliny a ověřil jeho únosnost se započtením vrubů. Posledním krokem v konstrukci převodovky byl návrh skříně, ta je vyrobena jako odlitek z hliníkové slitiny s obrobenými funkčními plochami. Tato technologie je sice náročnější a dražší, ale při větším počtu kusů výrobků již přináší značné výhody, především zrychlení výroby. Celá převodovka byla navrhována s ohledem na co největší jednoduchost ať už na výrobu nebo montáž, proto jsou například v převodovce použity pouze dva druhy ložisek celá skříň je demontovatelná imbusovým klíčem jedné velikosti. Pro zajištění odvodu tepla a lepších kluzných vlastností soukolí je převodovka naplněna převodovým olejem, jehož výměna je uskutečněna pomocí několika zátek v těle skříně. Na obrázcích 5.1 a 5.2 jsou ilustrační rendery převodovky z programu Autodesk Inventor 2016.



Obr. 5.1 Celkový pohled na smontovanou převodovku



Obr. 5.2 Pohled na vnitřní mechanismus převodovky

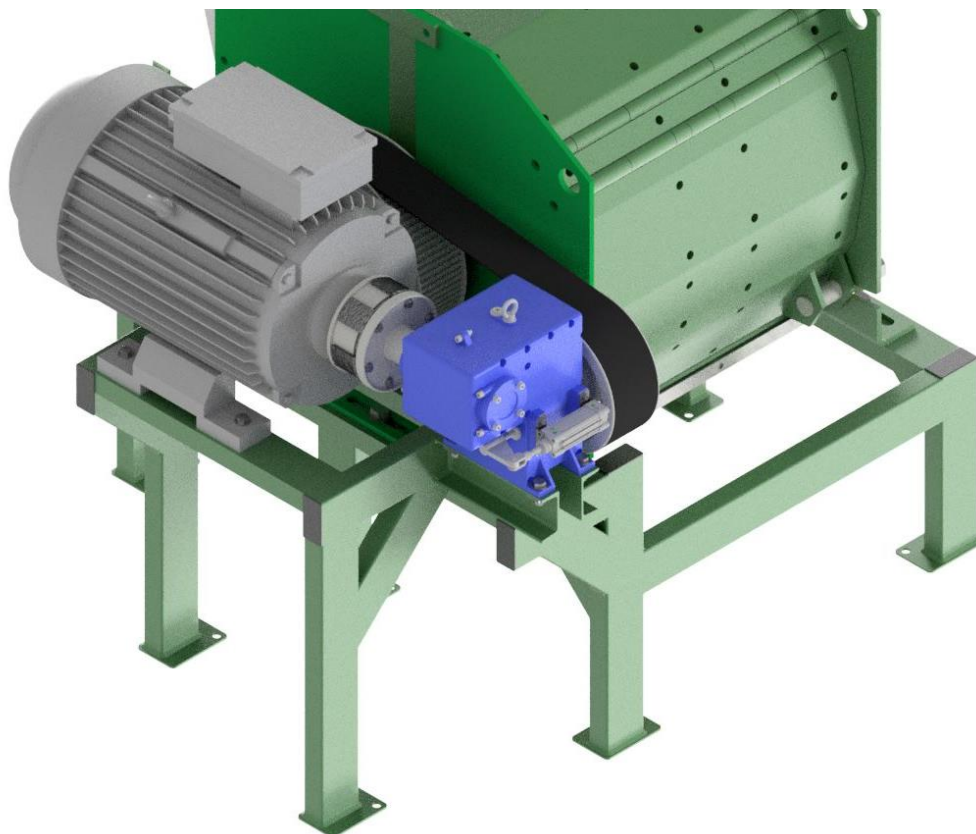
Celá pohonná jednotka byla uložena na svařovaný rám z normalizovaných profilů, ten je popsán v kapitole 4.7. Využití technologie svařování a profilů je z ekonomického i konstrukčního hlediska nejvýhodnější. Jak je popsáno v kapitole 4.7, na rám působí velké statické i dynamické zatížení a proto byl celý svařenec zkontrolován metodou MKP dostupnou v programu Autodesk Inventor 2016.

Součástí práce bylo i ekonomické zhodnocení navrženého řešení. To je zaměřeno především na rozdělení jednotlivých součástí podle cenové kategorie a na výčet běžně dostupných částí celé sestavy. Přesné stanovení ceny je ovšem náročné kvůli nutnosti přihlídnout k přesným cenovým nabídkám dodavatelských firem ozubených kol a odlitků a nákladům na provoz dílny.

Následují ilustrační rendery - obrázek 5.3 a 5.4 celé sestavy pohonné jednotky, rámu i stroje.



Obr. 5.3 Celkový pohled na pohonnou jednotku a drtič



Obr. 5.4 Detail pohonné jednotky

Zdroje

- [1] PEŠÍK, Lubomír: Části strojů, 1. díl. TU Liberec 2015. ISBN 978-80-7494-183-2
- [2] PEŠÍK, Lubomír: Části strojů, 2. díl. TU Liberec 2015. ISBN 978-80-7494-184-9
- [3] LEINVEBER, Jiří, VÁVRA, Pavel: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2011. ISBN 978-80-7361-081-4
- [4] interní informace firmy AGRO CS a.s.
- [5] Velké jednohřídelové drtiče ©2010-2016 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z:
<http://www.terier.cz/cz/399/20/velke-jednohridelove-drtice/-drtice-jednohridelove/katalogove-listy.htm>
- [6] Drtiče dvouhřídelové pro velké výkony ©2010-2016 [cit. 2016-05-01]. Dostupné z:
<http://www.terier.cz/cz/388/17/drtice-dvouhridelove-pro-velke-vykony/-drtice-dvouhridelove/katalogove-listy.htm>
- [7] Spojka ELS Produktový list. In: PSP Pohony [online]. [cit. 2016-04-15]. Dostupné z:
http://www.pohony.cz/files/pohony/_products/3/113-produktovy-list-spojka-els-cz.pdf
- [8] Řemeny SKF pro přenos výkonu. In SKF [online]. [cit. 2016-04-02]. Dostupné z:
<http://www.skf.com/binary/151-159705/Remeny-SKF-pro-prenos-vykonu.pdf>
- [9] BUREŠ, Miroslav: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol [online]. TU Liberec 2006. [cit 2016-04-06]. Dostupné z:
http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf
- [10] NOVÁ, Iva, NOVÁKOVÁ, Iva, BRADÁČ, Jiří: Technologie 1. Slévání a svařování. TU Liberec 2005. ISBN 80-7373-052-3
- [11] G1000. In NORD [online]. [cit 2015-12-10]. Dostupné z:
https://nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf
- [12] SOBEK, Evžen a kol.: Základy konstruování, Návodů pro konstrukční cvičení. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno 2004. ISBN 80-7204-331-5
- [13] Rolling bearings. In SKF [online]. [cit 2016-04-10]. Dostupné z:
<http://www.skf.com/binary/151-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>

- [14] KLIMENTA, David: Konstrukce pohonného systému drtiče. Bakalářská práce. TU Liberec 2015. Vedoucí práce Ladislav Ševčík
- [15] Ochrana motoru. In ELEKTRO [online]. [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/ochrana-motoru--14050>
- [16] EOS Aluminium AlSi10Mg. In EOS [online]. [cit 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.agile-manufacturing.com/files/materials/aluminum.pdf>
- [17] Demontáž krytu a mezikusu spojky RRS. In Rathi [online]. [cit 2016-05-20]. Dostupné z: http://www.spojky-rathi.cz/temp/photob_01_zoom_243_1.jpg
- [18] Převody řemenové – klínovými řemeny. In SPŠS Vsetín [online]. [cit 2016-05-20]. Dostupné z: http://www.spssvsetin.cz/index_htm_files/dumy/14/VY_32_INOVACE_14_04.pdf
- [19] Momentová char. asynchronního stroje v brzdě, motorické a generátorické oblasti. In lhotkanet [online]. [cit 2016-05-20] Dostupné z: http://lhotkanet.cz/pub/skola/cvut-fel/!old/14zse/Asynchroni%20motor_soubory/asynchr_soubory/Image15.gif (upraveno)
- [20] Elektromotory s integrovaným frekvenčním měničem STM. In Spona-Rol, s.r.o. [online]. [cit 2016-05-20]. Dostupné z: <http://www.spona-rol.cz/katalog/elektromotory/3-fazove-asynchronni-elektromotory-s-integrovanym-frekvencnim-menicem/>
- [21] PUSTKA, Zdeněk: Základy konstruování (Tvorba výkresové dokumentace). TU Liberec 2010. ISBN 978-80-7372-615-7.